



HAL
open science

Énergie recyclée par conversion chimique pour application à la combustion dans le domaine aérospatial (ERC3)

Lucio Taddeo

► **To cite this version:**

Lucio Taddeo. Énergie recyclée par conversion chimique pour application à la combustion dans le domaine aérospatial (ERC3). Autre. Institut National des Sciences Appliquées - Centre Val de Loire; Università degli studi La Sapienza (Rome), 2017. Français. NNT : 2017ISAB0002 . tel-01635779

HAL Id: tel-01635779

<https://theses.hal.science/tel-01635779>

Submitted on 15 Nov 2017

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

THÈSE EN COTUTELLE INTERNATIONALE
présentée à
L'INSA CENTRE VAL DE LOIRE
pour obtenir le grade de
DOCTEUR DE L'INSA CENTRE VAL DE LOIRE
et de DOCTEUR DE LA SAPIENZA UNIVERSITÀ DI ROMA

PAR : Lucio TADDEO

Discipline : ÉNERGÉTIQUE

**ÉNERGIE RECYCLÉE PAR CONVERSION CHIMIQUE
POUR APPLICATION À LA COMBUSTION DANS LE DOMAINE AÉROSPATIAL
(ERC3)**

Directeurs de thèse français : Nicolas GASCOIN & Khaled CHETEHOUNA

Directeur de thèse italien : Fulvio STELLA

Soutenue Publiquement

Le 24 Octobre 2017 à 9h00

INSA Centre Val de Loire

Amphithéâtre Papillon

MEMBRES DU JURY :

M. Michel MEYER	Professeur, INP de Toulouse	Rapporteur
M. Johan STEELANT	Expert Senior en propulsion et aérodynamique, Agence Spatiale Européenne (ESA)	Rapporteur
Mme Dany ESCUDIÉ	Directrice de recherches CNRS, CETHIL Lyon	Examinatrice
M. Kevin VAN GEEM	Professeur, Université de Gand, Belgique	Examineur
Mme Antonella INGENITO	Expert en propulsion et aérodynamique, Université Sapienza de Rome (Italie)	Examinatrice
M. Fulvio STELLA	Professeur, Université Sapienza de Rome (Italie)	Examineur
M. Nicolas GASCOIN	Professeur des universités, INSA Centre Val de Loire	Examineur
M. Khaled CHETEHOUNA	Professeur des universités, INSA Centre Val de Loire	Examineur
M. Marc BOUCHEZ	Chef de Service propulsion et aérodynamique, MBDA France	Invité

Table des matières

Table des figures	7
Table des tableaux	15
Nomenclature	19
Introduction	22
1 La propulsion par statoréacteur	28
1.1 Le statoréacteur et le superstatoréacteur.....	29
1.1.1 Principes et intérêt du statoréacteur et du superstatoréacteur	30
1.1.2 La recherche sur le statoréacteur et le superstatoréacteur : état de l'art.....	33
1.2 Le refroidissement du moteur : techniques de refroidissement passif et actif.....	36
1.2.1 Le refroidissement régénératif : principes.....	37
1.2.2 Les avantages de la décomposition endothermique d'un endocarburant.....	38
1.2.3 Les inconvénients de la décomposition endothermique d'un endocarburant	39
1.3 Phénomènes dynamiques couplés - contrôle moteur.....	42
1.4 Conclusion.....	46
2 Description du dispositif expérimental	50
2.1 Présentation générale.....	51
2.2 Les choix du combustible et du comburant.....	54
2.2.1 Le choix du combustible	54
2.2.2 Le choix du comburant.....	57
2.3 Présentation des éléments constitutifs du dispositif expérimental	57
2.3.1 La chambre de combustion	58
2.3.1.1 Description.....	58
2.3.1.2 Conception et prédimensionnement	62
2.3.2 Présentation des autres éléments du banc	72
2.3.2.1 Le brûleur	72
2.3.2.2 La cellule de régulation de pression	73
2.3.2.3 Les régulateurs de débit.....	76
2.3.2.4 Les capteurs de pression et de température	76
2.3.2.5 Les autres éléments.....	79
2.3.2.6 La centrale de contrôle et d'acquisition de données.....	80

2.3.3	Caractérisation des éléments constitutifs du dispositif expérimental.....	81
2.3.3.1	Etalonnage des transmetteurs de pression	81
2.3.3.2	Adaptation de la cellule de régulation de pression aux besoins de l'étude expérimentale	81
2.4	Evaluation des risques inhérents à la mise en place des expériences	83
2.5	Pilotage du dispositif expérimental	85
2.5.1	L'application « Gestionnaire de la chambre de combustion »	85
2.5.2	L'application « Contrôleur de la chambre de combustion »	89
2.6	Conclusion	91
3	Modélisation des propriétés physiques des fluides et des échanges thermiques – prise en main du banc de test	92
3.1	Equations d'état des gaz parfaits et de Peng-Robinson	93
3.2	Calcul des propriétés thermodynamique des gaz de combustion	95
3.2.1	Masse volumique.....	95
3.2.2	Capacité thermique isobare	95
3.3	Calcul des propriétés de transport des gaz de combustion	96
3.3.1	Conductivité thermique	96
3.3.2	Viscosité dynamique	97
3.4	Calcul des échanges thermiques convectifs entre les gaz de combustion et la paroi interne de la chambre.....	98
3.5	Calcul des échanges thermiques radiatifs entre les gaz de combustion et la paroi interne de la chambre.....	101
3.5.1	Rayonnement sous des conditions stœchiométriques	101
3.5.2	Rayonnement sous des conditions riches	104
3.6	Correction des mesures de température par thermocouple dans un environnement radiatif confiné.....	105
3.7	Calcul des flux thermiques principaux	109
3.8	Performance du circuit régénératif en termes de récupération d'énergie	115
3.9	Mise en place d'essais préliminaires pour la prise en main du dispositif expérimental	
	117	
3.10	Conclusion	124

4	Résultats expérimentaux, analyse et discussion	126
4.1	Objectifs de l'étude expérimentale	127
4.2	Mise en place d'essais de longue durée pour l'étude paramétrique	128
4.2.1	Paramètres d'étude	128
4.2.2	Paramètres de sortie pertinents mesurés ou calculés	131
4.2.3	Protocole expérimental : déroulement d'un test	133
4.3	Analyse et interprétation des résultats expérimentaux	136
4.3.1	Etude phénoménologique de l'effet d'une variation de débit du combustible. 136	
4.3.1.1	Relevés temporels du débit de combustibles, de la température des gaz de combustion, de température et de la pression du carburant	137
4.3.1.2	Flux thermique entre les gaz brûlés et la paroi interne de la chambre de combustion	142
4.3.1.3	Flux thermique absorbé par le combustible-refroidisseur dans le canal de refroidissement	143
4.3.1.4	Flux thermique échangé entre la chambre de combustion et l'environnement extérieur : écarts thermiques à l'adiabaticité	144
4.3.1.5	Efficacité globale de l'échangeur thermique	146
4.3.1.6	Effet d'hystérésis thermique	147
4.3.1.7	Dérivée temporelle de la température à la sortie du canal de refroidissement et de la pression à l'entrée de celui-ci	148
4.3.1.8	Estimation du gradient de température entre les gaz brûlés et le fluide refroidisseur	154
4.3.2	Etude des effets du débit de combustible et de la richesse	156
4.3.2.1	Echauffement du carburant : température du combustible mesurée à la sortie du canal de refroidissement	156
4.3.2.2	Dérivée temporelle de la température du combustible	160
4.3.2.3	Effet sur les flux thermiques principaux	162
4.3.3	Bref aperçu de l'effet de la pression du refroidisseur	173
4.4	Brève analyse de la formation de dépôts carbonés dans le système de carburant ..	176
4.4.1	Calcul du taux de cokage pour deux cas de test	176
4.4.2	Détection de la formation de dépôts carbonés dans le canal	179
4.5	Conclusion de l'étude expérimentale	181

5 Modélisation cinétique de la pyrolyse du combustible dans le canal de refroidissement	186
5.1 Objectif de l'étude numérique	187
5.2 Cadre de la modélisation cinétique : le logiciel CHEMKIN-PRO	187
5.2.1 Introduction	187
5.2.2 Le mécanisme cinétique	189
5.2.3 Le choix du code de calcul : le code PFR	189
5.2.4 La configuration réactionnelle	192
5.3 Caractérisation numérique de trois configurations d'essai	194
5.3.1 Résultats de la simulation cinétique des expériences E2, E3 et E4.....	195
5.3.1.1 Effet de la température, de la pression et du temps de séjour sur la conversion du combustible	195
5.3.1.2 Analyse des espèces majoritaires formées par la décomposition du combustible	202
5.3.1.3 Variation le long du canal de la masse volumique, de la vitesse et du nombre de Reynolds de l'écoulement	206
5.4 Brève étude paramétrique de la décomposition de l'éthylène.....	210
5.4.1 Effet de la pression et du débit du combustible sur sa décomposition.....	211
5.4.2 Effet de la pression et débit de combustible sur les produits de pyrolyse.....	214
5.5 Conclusion de l'étude numérique	217
Conclusions et perspectives	220
Bibliographie.....	227
Annexes	238

Table des figures

Figure 1. Impulsion spécifique de différents moteurs en fonction du Mach de vol (15).....	31
Figure 2. Schéma d'un statoréacteur et d'un superstatoréacteur (6)	32
Figure 3. Schéma d'un statoréacteur refroidi par son carburant (44).....	37
Figure 4. Charge thermique dans un statomixte refroidi par le combustible en fonction du Mach de vol pour l'hydrogène et le kérosène (6).....	38
Figure 5. Effusion du fluide refroidisseur à travers la paroi poreuse du canal de refroidissement (59)	40
Figure 6. Possibles effets de la régulation de débit de carburant en termes de poussée délivrée par le moteur (57).....	43
Figure 7. Schéma représentant les couplages physiques et chimiques caractérisant une chambre de combustion refroidie par son propre carburant.....	45
Figure 8. Image de l'installation expérimentale.....	51
Figure 9. Schéma de l'installation expérimentale	52
Figure 10. Schéma de la chambre de combustion.....	59
Figure 11. Schéma de la chambre montrant les dimensions principales et les emplacements des thermocouples utilisés pour mesurer la température des gaz de combustion	60
Figure 12. Géométrie utilisée pour faire le calcul paramétrique réalisé avec le logiciel Fluent.	65
Figure 13. Variation de la température du combustible pour une richesse $\phi=1,0$ et pour trois valeurs du diamètre interne de la chambre de combustion, respectivement 8, 10 et 12 cm, en fonction de la distance de la base de celle-ci selon l'axe x (figure 12).....	67
Figure 14. Variation de la température de la surface interne de la paroi de la chambre de combustion pour une richesse $\phi=1,0$ et pour trois valeurs du diamètre interne respectivement 8, 10 et 12 cm en fonction de la distance de la base de celle-ci selon l'axe x (figure 12)	67
Figure 15. Décomposition de l'éthylène en fonction du temps à une pression de 4 bar pour trois valeurs de température (850 K, 900 K et 950 K)	68
Figure 16. Décomposition de l'éthylène en fonction du temps à une température de 950 K pour trois valeurs de pression (1 bar, 4 bar et 8 bar)	68
Figure 17. Temps de séjour du carburant dans le canal de refroidissement en fonction de la longueur de celui-ci à une pression de 4 bar pour trois valeurs de température (850 K, 900 K et 950 K) et un débit de combustible de $0,1 \text{ g.s}^{-1}$	69
Figure 18. Temps de séjour du carburant dans le canal de refroidissement en fonction de la longueur de celui-ci à une température de 900 K pour trois valeurs de pression (1 bar, 4 bar et 8 bar) et un débit de combustible de $0,1 \text{ g.s}^{-1}$	69
Figure 19. Géométrie utilisée pour faire le calcul thermique paramétrique analytique réalisé avec le logiciel commercial Excel.....	70
Figure 20. Photographie du brûleur utilisé pour réaliser les expériences	72
Figure 21. Cellule de régulation de pression.....	74
Figure 22. Schéma de principe de la cellule de régulation de pression	75

Figure 23. Thermocouples utilisés pour mesurer la température des gaz de combustion au cours des expériences	77
Figure 24. Thermocouple installé à la sortie du canal de refroidissement	78
Figure 25. Modèle de conception dit « producteur/consommateur d'événements »	86
Figure 26. Interface utilisateur de l'application « Gestionnaire de la chambre de combustion »	87
Figure 27. Interface utilisateur de l'application « Contrôleur de la chambre de combustion »	90
Figure 28. Représentation des dix quartiers dans lesquels la chambre a été répartie pour le calcul des échanges thermiques entre les gaz de combustion et la surface interne de la chambre	100
Figure 29. Géométrie simplifiée considérée pour corriger les erreurs de mesures de température dues au rayonnement entre les thermocouples et la paroi de la chambre	106
Figure 30. Comparaison entre les températures mesurées par deux thermocouples au cours d'un test et les températures réelles des gaz de combustion	109
Figure 31. Schéma simplifiée de la chambre de combustion utilisé comme modèle pour le calcul des échanges thermiques entre la chambre de combustion et l'environnement extérieur	113
Figure 32. Principaux flux thermiques caractérisant la chambre de combustion.....	115
Figure 33. Schéma simplifié du circuit régénératif	116
Figure 34. Profils de pression et de température du fluide refroidisseur mesurés respectivement à l'entrée et à la sortie du canal de refroidissement au cours de l'expérience EP1	119
Figure 35. Profils de température des gaz de combustion mesurés à 40 cm de la base de la chambre au cours des expériences EP2 et EP3	120
Figure 36. Profils de température du fluide refroidisseur mesurés au la sortie du canal de refroidissement au cours des expériences EP2 et EP3	121
Figure 37. Profils de pression du fluide refroidisseur mesurés au l'entrée du canal de refroidissement au cours des expériences EP2 et EP3	121
Figure 38. Résidu de la pyrolyse de l'éthylène, formé au cours de l'expérience EP3	122
Figure 39. Profils de pression et de température du fluide, mesurés respectivement à l'entrée du canal de refroidissement mesuré à la sortie de celui-ci	123
Figure 40. Effet d'une variation du débit de combustible \dot{m}_c sur les principaux paramètres qui influencent la pyrolyse du carburant	130
Figure 41. Effet d'une variation de la richesse ϕ sur les principaux paramètres qui influencent la pyrolyse du carburant	131
Figure 42. Schéma représentant le positionnement des thermocouples dans la chambre au cours d'un test	134
Figure 43. Relevés de température réalisé au cours du test E2 avec les thermocouples TC2 et TC6.....	135
Figure 44. Relevés temporels du débit de combustible (a), de la température des gaz de combustion (b), de la température du refroidisseur à la sortie du canal (c) et de la pression de celui-ci à l'entrée du canal (d) au cours du test E2	138

Figure 45. Variation de la température des gaz brûlés dans la chambre de combustion en fonction de la distance de l'axe e de la base pour la condition stationnaire 1 ($\dot{m}_c = 0,020 \text{ g.s}^{-1}$)	139
Figure 46. Calcul CHEMKIN du temps de séjour du fluide refroidisseur dans le canal de refroidissement en fonction de la distance de l'entrée de celui-ci pour les conditions de fonctionnement stationnaires 1 à 5	140
Figure 47. Variation du flux thermique total, du flux thermique convectif et du flux thermique radiatif à la paroi au cours du test E2 en fonction du débit d'éthylène pour les conditions de fonctionnement stationnaire	143
Figure 48. Variation du flux thermique sensible absorbé par le combustible-refroidisseur au cours du test E2 (en fonction du débit d'éthylène pour les conditions de fonctionnement stationnaire)	144
Figure 49. Variation du flux thermique échangé entre la surface externe de la chambre et l'environnement extérieur en fonction du débit d'éthylène pour les conditions de fonctionnement stationnaire (cas E2)	145
Figure 50. Températures atteintes par la surface de la paroi externe de la chambre pour les conditions de fonctionnement stationnaire pour les cas E2	145
Figure 51. Performance η du circuit régénératif pour le cas E2 en fonction du débit d'éthylène pour les conditions de fonctionnement stationnaire	146
Figure 52. Températures atteintes par le combustible à la sortie du canal de refroidissement au cours du test E2 pour les régimes de fonctionnement stationnaire 1 à 5	147
Figure 53. Dérivée temporelle de la température du carburant mesurée à la sortie du canal de refroidissement au cours du test E2 en fonction du temps	149
Figure 54. Dérivée temporelle de la pression du carburant mesurée à l'entrée du canal de refroidissement au cours du test E2 en fonction du temps	152
Figure 55. Relevés de température réalisés au cours des tests E2 (a, $\phi=1.0$), E3 (b, $\phi=1.25$) et E4 (c, $\phi=1.5$) avec le thermocouple TC_{cr} installé à la sortie du canal de refroidissement.....	157
Figure 56. Variation de la température $T_{cr,sor}$ en fonction du débit de combustible pour trois débits de combustible en conditions de fonctionnement stationnaire (test E2, E3 et E4).....	158
Figure 57. Variation de la température $T_{cr,sor}$ en fonction de la richesse pour trois débits de combustible en conditions de fonctionnement stationnaire (test E2, E3 et E4).....	158
Figure 58. Relation donnant la variation de la température $T_{cr,sor}$ en fonction des deux paramètres \dot{m}_c et ϕ en conditions de fonctionnement stationnaire (test E2, E3 et E4)	159
Figure 59. Variation en pourcentage de la température $T_{cr,sor}$ en fonction d'une variation de \dot{m}_c et ϕ pour les tests E2, E3 et E4.....	160
Figure 60. Variation du rapport $t_{ret}/t_{s\acute{e}j}$ en fonction de la richesse pour les variations du débit de combustible au cours des tests E2, E3 et E4	162
Figure 61. Flux thermiques échangés entre les gaz de combustion et la paroi interne de la chambre au cours des tests E2 (a, $\phi=1.0$), E3 (b, $\phi=1.25$) et E4 (c, $\phi=1.5$) pour les conditions de fonctionnement stationnaire	163
Figure 62. Variation du flux thermique radiatif à la paroi au cours des tests E2 (a, $\phi=1.0$), E3 (b, $\phi=1.25$) et E4 (c, $\phi=1.5$) en fonction du débit d'éthylène pour les conditions de fonctionnement stationnaire	163

Figure 63. Variation du flux thermique convectif à la paroi au cours des tests E2 (a, $\varphi=1.0$), E3 (b, $\varphi=1.25$) et E4 (c, $\varphi=1.5$) en fonction du débit d'éthylène pour les conditions de fonctionnement stationnaire	164
Figure 64. Images de la flamme pour les tests E2 (a, $\varphi=1.0$), E3 (b, $\varphi=1.25$) et E4 (c, $\varphi=1.5$) pour un débit d'éthylène de $0,024 \text{ g.s}^{-1}$	166
Figure 65. Variation du flux thermique sensible absorbé par le combustible-refroidisseur au cours des tests E2 ($\varphi=1.0$), E3 ($\varphi=1.25$) et E4 ($\varphi=1.5$) en fonction du débit d'éthylène pour les conditions de fonctionnement stationnaire.....	167
Figure 66. Relation donnant la variation du flux thermique $q_{refrsens}$ en fonction des deux paramètres \dot{m}_c et φ en conditions de fonctionnement stationnaire (test E2, E3 et E4)	168
Figure 67. Variation en pourcentage du flux thermique $q_{refrsens}$ en fonction d'une variation de \dot{m}_c et φ pour les tests E2, E3 et E4.....	168
Figure 68. Variation du flux thermique endothermique absorbé par le carburant au cours des tests E2 ($\varphi=1.0$), E3 ($\varphi=1.25$) et E4 ($\varphi=1.5$) en fonction du débit d'éthylène pour les conditions de fonctionnement stationnaire.....	169
Figure 69. Variation de l'efficacité η en fonction des deux paramètres \dot{m}_c et φ en conditions de fonctionnement stationnaire (test E2, E3 et E4).....	170
Figure 70. Variation du flux thermique $q_{p,ext \rightarrow air,ext}$ au cours des tests E2 ($\varphi=1.0$), E3 ($\varphi=1.25$) et E4 ($\varphi=1.5$) en fonction du débit d'éthylène pour les conditions de fonctionnement stationnaire	171
Figure 71. Relation donnant la variation du flux thermique $q_{p,ext \rightarrow air,ext}$ au cours des tests E2 ($\varphi=1.0$), E3 ($\varphi=1.25$) et E4 ($\varphi=1.5$) en fonction du débit d'éthylène pour les conditions de fonctionnement stationnaire	171
Figure 72. Variation en pourcentage du flux thermique $q_{p,ext \rightarrow air,ext}$ en fonction d'une variation de \dot{m}_c et φ pour les tests E2, E3 et E4.....	172
Figure 73. Relevé de pression réalisé au cours du test E9 avec le transmetteur de pression installé à l'entrée du canal de refroidissement	174
Figure 74. Relevé de température réalisé au cours du test E8 avec le thermocouple TC _c installé à la sortie du canal de refroidissement.....	174
Figure 75. Flux thermiques échangés entre les gaz de combustion et la paroi interne de la chambre au cours du test E9 ($\dot{m}_c = 0,016 \text{ g.s}^{-1}$, $\varphi = 1.0$) pour les conditions de fonctionnement stationnaire	175
Figure 76. Variation du temps de séjours du carburant dans le canal au cours du test E9 (en fonction de la pression $P_{cr,ent}$ pour les conditions de fonctionnement stationnaire)	175
Figure 77. Comparaison entre le taux de cokage moyen, la température atteinte par le fluide refroidisseur et le flux thermique échangé entre les gaz brûlés et la paroi interne de la chambre de combustion au cours du test E4 ($\varphi=1,5$) en fonction de la distance dans la chambre de combustion et le canal	178
Figure 78. Comparaison entre le taux de cokage moyen, la température atteinte par le fluide refroidisseur et le flux thermique échangé entre les gaz brûlés et la paroi interne de la chambre de combustion au cours du test E8 ($\varphi=1,5$) en fonction de la distance dans la chambre de combustion et le canal	178
Figure 79. Relevé de la perte de charge subie par le fluide refroidisseur dans le canal de refroidissement en fonction du temps pour le test E8 ($\varphi=1,5$).....	180

Figure 80. Comparaison entre les relevés de la chute de pression du fluide et de la température de celui-ci mesurée à la sortie du canal de refroidissement en fonction du temps pour le derniers 180 minutes du test E8 ($\varphi=1,5$)	181
Figure 81. Schéma de principe montrant le fonctionnement de CHEMKIN	188
Figure 82. Configuration réactionnelle utilisée pour la réalisation des calculs cinétiques réalisés avec CHEMKIN	193
Figure 83. Variation du taux de décomposition de l'éthylène pour les tests E2 ($\varphi=1.0$), E3 ($\varphi=1.25$) et E4 ($\varphi=1.5$) en fonction de la distance de l'entrée pour la condition de fonctionnement stationnaire 1 ($\dot{m}_c = 0,020 \text{ g.s}^{-1}$)	195
Figure 84. Variation du taux de décomposition de l'éthylène pour les tests E2 ($\varphi=1.0$), E3 ($\varphi=1.25$) et E4 ($\varphi=1.5$) en fonction de la distance de l'entrée pour la condition de fonctionnement stationnaire 2 ($\dot{m}_c = 0,024 \text{ g.s}^{-1}$)	196
Figure 85. Variation du taux de décomposition de l'éthylène pour les tests E2 ($\varphi=1.0$), E3 ($\varphi=1.25$) et E4 ($\varphi=1.5$) en fonction de la distance de l'entrée pour la condition de fonctionnement stationnaire 3 ($\dot{m}_c = 0,028 \text{ g.s}^{-1}$)	196
Figure 86. Variation de la température du combustible pour les tests E2 ($\varphi=1.0$), E3 ($\varphi=1.25$) et E4 ($\varphi=1.5$) en fonction de la distance de l'entrée pour la condition de fonctionnement stationnaire 1 ($\dot{m}_c = 0,020 \text{ g.s}^{-1}$)	198
Figure 87. Variation de la température du combustible pour les tests E2 ($\varphi=1.0$), E3 ($\varphi=1.25$) et E4 ($\varphi=1.5$) en fonction de la distance de l'entrée pour la condition de fonctionnement stationnaire 2 ($\dot{m}_c = 0,024 \text{ g.s}^{-1}$)	198
Figure 88. Variation de la température du combustible pour les tests E2 ($\varphi=1.0$), E3 ($\varphi=1.25$) et E4 ($\varphi=1.5$) en fonction de la distance de l'entrée pour la condition de fonctionnement stationnaire 3 ($\dot{m}_c = 0,028 \text{ g.s}^{-1}$)	199
Figure 89. Variation du temps de séjour du combustible pour les tests E2 ($\varphi=1.0$), E3 ($\varphi=1.25$) et E4 ($\varphi=1.5$) en fonction de la distance de l'entrée pour la condition de fonctionnement stationnaire 1 ($\dot{m}_c = 0,020 \text{ g.s}^{-1}$)	200
Figure 90. Variation du temps de séjour du combustible pour les tests E2 ($\varphi=1.0$), E3 ($\varphi=1.25$) et E4 ($\varphi=1.5$) en fonction de la distance de l'entrée pour la condition de fonctionnement stationnaire 2 ($\dot{m}_c = 0,024 \text{ g.s}^{-1}$)	200
Figure 91. Variation du temps de séjour du combustible pour les tests E2 ($\varphi=1.0$), E3 ($\varphi=1.25$) et E4 ($\varphi=1.5$) en fonction de la distance de l'entrée pour la condition de fonctionnement stationnaire 3 ($\dot{m}_c = 0,028 \text{ g.s}^{-1}$)	201
Figure 92. Variation des fractions molaires des espèces majoritaires formées par la décomposition du combustible pour le test E2 ($\varphi=1.0$) en fonction de la distance de l'entrée et du temps de séjour pour la condition de fonctionnement stationnaire 3 ($\dot{m}_c = 0,028 \text{ g.s}^{-1}$) ...	202
Figure 93. Variation des fractions molaires des espèces majoritaires formées par la décomposition du combustible pour le test E3 ($\varphi=1.25$) en fonction de la distance de l'entrée et du temps de séjour pour la condition de fonctionnement stationnaire 3 ($\dot{m}_c = 0,028 \text{ g.s}^{-1}$)	203
Figure 94. Variation des fractions molaires des espèces majoritaires formées par la décomposition du combustible pour le test E4 ($\varphi=1.50$) en fonction de la distance de l'entrée et du temps de séjour pour la condition de fonctionnement stationnaire 3 ($\dot{m}_c = 0,028 \text{ g.s}^{-1}$)	203

Figure 95. Variation du nombre de Reynolds du fluide pour les tests E2 ($\varphi=1,0$), E3 ($\varphi=1,25$) et E4 ($\varphi=1,5$) en fonction de la distance de l'entrée du canal de refroidissement pour la condition de fonctionnement stationnaire 3 ($\dot{m}_c = 0,028 \text{ g.s}^{-1}$)	207
Figure 96. Variation de la viscosité du fluide pour les tests E2 ($\varphi=1,0$), E3 ($\varphi=1,25$) et E4 ($\varphi=1,5$) en fonction de la distance de l'entrée du canal de refroidissement pour la condition de fonctionnement stationnaire 3 ($\dot{m}_c = 0,028 \text{ g.s}^{-1}$)	207
Figure 97. Variation du nombre de Reynolds du fluide pour le test E3 ($\varphi=1,25$) en fonction de la distance de l'entrée du canal de refroidissement pour les conditions de fonctionnement stationnaire 1 ($\dot{m}_c = 0,020 \text{ g.s}^{-1}$), 2 ($\dot{m}_c = 0,024 \text{ g.s}^{-1}$) et 3 ($\dot{m}_c = 0,028 \text{ g.s}^{-1}$)	208
Figure 98. Variation de la vitesse et de la masse volumique du fluide pour le test E2 ($\varphi=1,0$) en fonction de la distance de l'entrée du canal de refroidissement pour l'état de fonctionnement stationnaire 3 ($\dot{m}_c = 0,028 \text{ g.s}^{-1}$)	209
Figure 99. Variation de la vitesse et de la masse volumique du fluide pour le test E3 ($\varphi=1,25$) en fonction de la distance de l'entrée du canal de refroidissement pour l'état de fonctionnement stationnaire 3 ($\dot{m}_c = 0,028 \text{ g.s}^{-1}$)	209
Figure 100. Variation de la vitesse et de la masse volumique du fluide pour le test E4 ($\varphi=1,5$) en fonction de la distance de l'entrée du canal de refroidissement pour l'état de fonctionnement stationnaire 3 ($\dot{m}_c = 0,028 \text{ g.s}^{-1}$)	210
Figure 101. Variation du taux de pyrolyse de l'éthylène en fonction de la distance de l'entrée pour un débit de combustible de $0,028 \text{ g.s}^{-1}$ et des pressions de 1 bar, 10 bar, 20 bar et 50 bar	211
Figure 102. Variation du temps de séjour du combustible en fonction de la distance de l'entrée pour un débit de $0,028 \text{ g.s}^{-1}$ et des pressions de 1 bar, 10 bar, 20 bar et 50 bar.....	212
Figure 103. Corrélation entre la pression du carburant et le taux de pyrolyse atteint par celui-ci à la sortie du canal de refroidissement pour un débit d'éthylène de $0,020 \text{ g.s}^{-1}$ (a), $0,024 \text{ g.s}^{-1}$ (b) et $0,028 \text{ g.s}^{-1}$ (c).....	213
Figure 104. Variation du taux de pyrolyse du combustible en fonction du débit de combustible pour des pressions de 1 bar, 10 bar, 20 bar et 50 bar	214
Figure 105. Variation des fractions molaires des espèces majoritaires formées par la décomposition du combustible pour un débit d'hydrocarbure de $0,028 \text{ g.s}^{-1}$ et une pression de 10 bar.....	215
Figure 106. Variation des fractions molaires des espèces majoritaires formées par la décomposition du combustible pour un débit d'hydrocarbure de $0,028 \text{ g.s}^{-1}$ et une pression de 50 bar.....	215
Figure 107. Variation des fractions molaires des espèces majoritaires formées par la décomposition du combustible pour un débit d'hydrocarbure de $0,024 \text{ g.s}^{-1}$ et une pression de 50 bar.....	216
Figure 108. Variation des fractions molaires d'acétylène, 1,3-butadiène, benzène et toluène le long du canal de refroidissement pour un débit d'hydrocarbure de $0,028 \text{ g.s}^{-1}$ et une pression de 50 bar	217
Figure 109. Évolution de la fraction molaire d'éthylène en fonction du temps pour une température de 850 K	251
Figure 110. Évolution de la fraction molaire d'éthylène en fonction du temps pour une température de 900 K	252

Figure 111. Variation de la fraction molaire d'éthylène en fonction du temps pour une température de 950 K	252
Figure 112. Variation de la fraction molaire d'éthylène en fonction du temps pour une température de 1000 K	253
Figure 113. Évolution de la masse volumique du mélange réactionnel en fonction du temps pour une température de 850 K	253
Figure 114. Évolution de la masse volumique du mélange réactionnel en fonction du temps pour une température de 900 K	254
Figure 115. Variation de la masse volumique du mélange réactionnel en fonction du temps pour une température de 950 K	254
Figure 116. Variation de la masse volumique du mélange réactionnel en fonction du temps pour une température de 1000 K	255
Figure 117. Évolution de la capacité thermique molaire du mélange réactionnel en fonction du temps pour une température de 850 K	255
Figure 118. Évolution de la capacité thermique molaire du mélange réactionnel en fonction du temps pour une température de 900 K	256
Figure 119. Variation de la capacité thermique molaire du mélange réactionnel en fonction du temps pour une température de 950 K	256
Figure 120. Variation de la capacité thermique molaire du mélange réactionnel en fonction du temps pour une température de 1000 K	257
Figure 121. Courbe d'étalonnage des transmetteurs de pression éthylène (indiqué par TPE-1 et TPE-2 dans la figure 10)	259
Figure 122. Courbe d'étalonnage du transmetteur de pression air (indiqué par TPA dans la figure 10)	259
Figure 123. Variation de la perte de charge subie par l'éthylène en fonction de son débit pour une température de 300 K par 1 mm de milieux poreux	262
Figure 124. Variation de la perte de charge subie par l'éthylène en fonction de son débit pour une température de 400 K par 1 mm de milieux poreux	262
Figure 125. Variation de la perte de charge subie par l'éthylène en fonction de son débit pour une température de 500 K par 1 mm de milieux poreux	263
Figure 126. Variation de la perte de charge subie par l'éthylène en fonction de son débit pour une température de 600 K par 1 mm de milieux poreux	263
Figure 127. Variation de la perte de charge subie par l'éthylène en fonction de son débit pour une température de 700 K par 1 mm de milieux poreux	264
Figure 128. Variation de la perte de charge subie par l'éthylène en fonction de son débit pour une température de 800 K par 1 mm de milieux poreux	264
Figure 129. Face-avant et diagramme d'un VI utilisé pour acquérir et enregistrer les signaux produits par un capteur de température	266
Figure 130. Représentation d'une structure événement avec stop conditionné à celui-ci	268
Figure 131. Valeurs de P_r et T_r pour lesquelles le facteur de compressibilité Z est compris entre 0.98 et 1.02 (83)	272

Figure 132. Emissivité du dioxyde de carbone CO ₂ en fonction de la température et du produit de la pression partielle du gaz et de la longueur du trajet optique parcouru par la radiation dans celui-ci (94).....	284
Figure 133. Emissivité de l'eau H ₂ O en fonction de la température et du produit de la pression partielle du gaz et de la longueur du trajet optique parcouru par la radiation dans celui-ci (94)	285
Figure 134. Dérivée temporelle de la pression du carburant mesurée à l'entrée du canal de refroidissement au cours du test E3 en fonction du temps	295
Figure 135. Dérivée temporelle de la pression du carburant mesurée à l'entrée du canal de refroidissement au cours du test E4 en fonction du temps	296
Figure 136. Variation de la fraction molaire d'éthylène (C ₂ H ₄) et de n-dodécane (C ₁₂ H ₂₆) en fonction de la distance de l'entrée pour un débit de combustible de 0,028 g.s ⁻¹ et des pressions de 1 bar, 10 bar, 20 bar et 50 bar	299
Figure 137. Variation du temps de séjour du n-dodécane dans le canal de refroidissement en fonction de la distance de l'entrée pour un débit de 0,024 g.s ⁻¹ et des pressions de 1 bar, 10 bar, 20 bar et 50 bar.....	300
Figure 138. Variation de la fraction molaire d'éthylène (C ₂ H ₄) et de n-dodécane (C ₁₂ H ₂₆) en fonction de la distance de l'entrée pour pression de 20 bar et des débit de combustible de 0,020 g.s ⁻¹ (a) et 0,024 g.s ⁻¹ (b)	301
Figure 139. Variation le long du canal de refroidissement de la fraction molaire de benzène, respectivement pour le n-dodécane et pour l'éthylène pour un débit d'hydrocarbure de 0,028 g.s ⁻¹ et des pressions de 20 bar et de 50 bar	303
Figure 140. Variation le long du canal de refroidissement de la somme des fractions molaire des HAP et de la fraction molaire du naphtalène (le HAP dont la concentration atteint la valeur la plus grande) respectivement pour le n-dodécane et pour l'éthylène pour un débit d'hydrocarbure de 0,028 g.s ⁻¹ et une pression de 50 bar.....	304
Figure 141. Variation du rapport D/uL en fonction du nombre de Reynolds et du nombre de Schmidt du fluide (130).....	306

Table des tableaux

Tableau 1. Conditions de mise en œuvre des expériences préliminaires pour la prise en main	118
Tableau 2. Conditions de mise en œuvre des expériences menées pour analyser la dynamique de la chambre de combustion à refroidissement régénératif	128
Tableau 3. Paramètres qui influencent, directement ou indirectement, la décomposition thermique du fluide dans le canal de refroidissement	129
Tableau 4. Paramètres de sortie mesurés au cours d'une expérience.....	132
Tableau 5. Paramètres de sortie calculés en utilisant les données récupérées au cours des expériences	133
Tableau 6. Tests dont les résultats sont détaillés dans ce chapitre	136
Tableau 7. Variation des températures mesurées par les thermocouples TC2, TC4, TC6, TC8 et TC10.....	139
Tableau 8. Temps de stabilisation et variation de la température du combustible mesurée à la sortie du canal de refroidissement pour les régimes de fonctionnement stationnaire 2 à 5 ..	141
Tableau 9. Variation de la dérivée temporelle de la température $T_{cr,sor}$ suite aux variations du débit d'éthylène pour le test E2	148
Tableau 10. Comparaison entre les temps de retard à la réponse suivant des variations de débit de combustible et les correspondants temps de séjour du fluide dans le canal de refroidissement pour le test E2	150
Tableau 11. Temps nécessaires pour que la dérivée de la température $T_{cr,sor}$ atteigne des valeurs qui sont respectivement 50 % et 10 % de celle maximum	151
Tableau 12. Valeurs atteintes par la dérivée temporelle de la pression du carburant mesurée à l'entrée du canal de refroidissement suite à des variations de débit de combustible	153
Tableau 13. Temps nécessaires pour que la dérivée de la pression $P_{cr,ent}$ atteigne des valeurs qui sont respectivement le 50 % et le 10 % de celle maximum	153
Tableau 14. Estimation des résistances thermiques qui apparaissent dans l'équation 4.3	155
Tableau 15. Conditions de mise en œuvre des expériences E2, E3 et E4	156
Tableau 16. Valeurs maximum de la dérivée de la température $TC_{cr,sor}$ suite à des variations de débit d'éthylène pour les cas E2 ($\varphi=1,0$), E3 ($\varphi=1,25$) et E4 ($\varphi=1,5$)	160
Tableau 17. Comparaison entre les temps de retard à la réponse et les correspondants temps de séjour du fluide dans le canal de refroidissement pour les tests E2 ($\varphi=1,0$), E3 ($\varphi=1,25$) et E4 ($\varphi=1,5$)	161
Tableau 18. Rapport entre le flux radiatif et le flux convectif pour les cas E2 (a, $\varphi=1,0$), E3 (b, $\varphi=1,25$) et E4 (c, $\varphi=1,5$) pour les conditions de fonctionnement stationnaire.....	165
Tableau 19. Emissivités moyennées de la flamme calculées pour les cas pour les cas E2 (a, $\varphi=1,0$), E3 (b, $\varphi=1,25$) et E4 (c, $\varphi=1,5$)	165
Tableau 20. Rapport entre le flux thermique à la paroi $q_{g \rightarrow p,int}$ et le flux thermique mise en jeu par la combustion, q_{comb} , pour les tests E2 ($\varphi=1,0$), E3 ($\varphi=1,25$) et E4 ($\varphi=1,5$).....	166

Tableau 21. Rapport entre le flux thermique endothermique et le flux thermique total (sensible + endothermique) absorbé par le carburant dans le canal de refroidissement en conditions de fonctionnement stationnaire pour les tests E2, E3 et E4. Entre parentes, le taux de de décomposition de l'éthylène.....	169
Tableau 22. Performance η du circuit régénératif pour les cas E2, E3 et E4 en fonction du débit d'éthylène pour les conditions de fonctionnement stationnaire	170
Tableau 23. Températures atteintes par la surface de la paroi externe de la chambre pour les conditions de fonctionnement stationnaire pour les cas E2 ($\varphi=1,0$), E3 ($\varphi=1,25$) et E4 ($\varphi=1,5$)	172
Tableau 24. Pressions et températures du fluide à l'entrée du PFR 1 définies pour les configurations simulées.....	195
Tableau 25. Taux de décomposition du carburant à la sortie du canal de refroidissement pour les conditions de fonctionnement stationnaire 1 à 5 pour les tests E2 ($\varphi=1,0$) et E3 ($\varphi=1,25$), 1 à 3 pour le test E4 ($\varphi=1,5$).....	197
Tableau 26. Concentrations des HAP majoritaires à la sortie du canal de refroidissement pour les tests E2 ($\varphi=1.0$), E3 ($\varphi=1.25$) et E4 ($\varphi=1.5$) pour la condition de fonctionnement stationnaire 3 ($\dot{m}_c = 0,028 \text{ g.s}^{-1}$)	205
Tableau 27. Temps de séjours du combustible dans le canal de refroidissement calculés au cours des simulations cinétiques paramétriques réalisées sur la pyrolyse de l'éthylène pour des pressions de 1 bar, 10 bar, 20 bar et 50 bar	214
Tableau 28. Composition de l'éthylène utilisé pour la réalisation des expériences au cours de l'étude expérimentale	239
Tableau 29. Composition de l'air utilisé pour la réalisation des expériences au cours de l'étude expérimentale	239
Tableau 30. Propriétés des matériaux poreux utilisés dans la cellule de régulation de pression au cours des tests	261
Tableau 31. Valeurs de P_r des gaz de combustion pour une pression de 1 bar (91)	271
Tableau 32. Valeurs de T_r des gaz de combustion pour dans la plage de températures de 700 K à 2200 K (91).....	272
Tableau 33. Coefficients utilisés pour le calcul des capacités thermiques des espèces majoritaires dont les gaz de combustion se constituent (95).....	273
Tableau 34. Coefficients utilisés pour le calcul des conductivités thermiques des espèces majoritaires dont les gaz de combustion se constituent (95).....	275
Tableau 35. Coefficients utilisés pour le calcul des viscosités dynamiques des espèces majoritaires dont les gaz de combustion se constituent (95).....	277
Tableau 36. Valeurs du nombre de Nusselt obtenues par l'équation de Sieder and Tate pour les dix quartiers dans lesquels la chambre de combustion a été répartie (cf. 3.4) pour le test E2	279
Tableau 37. Valeurs du nombre de Nusselt obtenues par l'équation de Hauser pour les dix quartiers dans lesquels la chambre de combustion a été répartie (cf. 3.4) pour le test E2	280
Tableau 38. Comparaison entre les flux thermiques convectifs calculés à l'aide de l'équation de Sieder and Tate et de celle de Hausen et la variation d'enthalpie subie par les gaz brûlés	

dans la chambre de combustion pour les cinq conditions de fonctionnements stationnaires atteintes par celle-ci au cours du test E2	281
Tableau 39. Coefficients utilisés pour estimer l'absorption par le dioxyde de carbone CO ₂ et par la vapeur d'eau H ₂ O d'une partie du rayonnement infrarouge généré par le mélange gazeux (103).....	283
Tableau 40. Emissivité du monoxyde de carbone CO en fonction de la température et du produit de la pression partielle du gaz et de la longueur du trajet optique parcouru par la radiation dans celui-ci (106).....	284
Tableau 41. Variation des fractions molaires des espèces majoritaires constituant les gaz brûlés en fonction de la richesse ϕ de la combustion pour trois valeurs de celle-ci, respectivement 1,0, 1,25 et 1,5	287
Tableau 42. Variation de l'enthalpie de combustion de l'éthylène en f fonction de la richesse ϕ de la combustion pour trois valeurs de celle-ci, respectivement 1,0, 1,25 et 1,5.....	287
Tableau 43. Déroulement de l'expérience E1	289
Tableau 44. Déroulement de l'expérience E2	290
Tableau 45. Déroulement de l'expérience E3	291
Tableau 46. Déroulement de l'expérience E4	292
Tableau 47. Déroulement de l'expérience E8	293
Tableau 48. Déroulement de l'expérience E8	294
Tableau 49. Temps de séjours du combustible dans le canal de refroidissement calculés au cours des simulations cinétiques paramétriques réalisées sur la pyrolyse du n-dodécane.....	302
Tableau 50. Valeurs minimum et maximum du nombre de Reynolds de l'écoulement du fluide dans le tube pour les deux combustibles pour une pression comprise dans la plage de 1 bar à 10 bar et une température inférieure à 900 K.....	305

Nomenclature

Symboles latins

- C_p = Capacité thermique isobare ($J.kg^{-1}.K^{-1}$)
- d, D = Diamètre (m)
- F = Facteur de forme
- f_v = Fraction volumique
- h = Coefficient d'échange thermique ($W.m^{-2}.K^{-1}$)
- H = Hauteur (m)
- k = Conductivité thermique ($W.m^{-1}.K^{-1}$)
- L = Longueur (m)
- \dot{m} = Débit massique ($kg.s^{-1}$)
- M = Masse molaire ($g.mol^{-1}$)
- P = Pression (bar)
- P_i = Pression partielle de l'espèce i (bar)
- q = Densité de flux thermique ($W.m^{-2}$)
- S = Surface (m^2)
- t = Temps (s)
- $t_{séj}$ = Temps de séjour (s)
- T = Température (K)
- X = Fraction molaire
- X_i = Fraction molaire de l'espèce i
- v = Vitesse d'écoulement du fluide ($m.s^{-1}$)

Symbole grecs

- ε = Emissivité

η	=	Performance
φ	=	Richesse de la combustion
μ	=	Viscosité dynamique (Pa.s)
ρ	=	Masse volumique (kg.m^{-3})
τ	=	Temps de passage (s)
τ_{coke}	=	Taux de cokage ($\mu\text{g.cm}^{-2}.\text{s}^{-1}$)
τ_p	=	Taux de pyrolyse

Indices et exposants

air	=	Comburant
a	=	Axe de la chambre de combustion
c	=	Combustible
conv	=	Convectif
cr	=	Canal de refroidissement
ent	=	Entrée
ext	=	Externe
g	=	Gaz de combustion
int	=	Interne
p	=	Paroi de la chambre de combustion
refr	=	Combustible dans le canal de refroidissement
rad	=	Radiatif
sor	=	Sortie

Nombres adimensionnels

Re	=	Nombre de Reynolds
Pr	=	Nombre de Prandtl

Sc = Nombre de Schmidt

Nu = Nombre de Nusselt

Ra = Nombre de Rayleigh

Introduction

L'intérêt du vol hypersonique atmosphérique est établi depuis de nombreuses années. Il trouve des applications dans plusieurs domaines, militaires et civiles. Pour la propulsion de véhicules volant dans l'atmosphère au-delà de Mach 5, de nombreux projets et travaux de recherche envisagent le recours à un système de propulsion aérobie simple, le statoréacteur. L'utilisation d'un statoréacteur, à combustion subsonique (Ramjet) ou supersonique (SCRamjet) selon les conditions de vol, pose de nombreux défis. Surtout, dû à la grande vitesse, l'échauffement du véhicule et en particulier du propulseur est tel à mettre en danger l'intégrité de leurs structures. La résistance en température des matériaux devient alors critique, notamment dans la chambre de combustion, dont les parois sont exposées à des flux thermiques très importants. Il s'avère alors nécessaire d'utiliser une technique de refroidissement moteur spécifique afin de réduire les températures qu'elles pourraient atteindre.

Pour ce faire, un système de refroidissement qui utilise le combustible embarqué en tant que fluide refroidisseur peut être proposé. Cette technologie, connue sous le nom de refroidissement régénératif, est particulièrement efficace si le combustible est un hydrocarbure, car la décomposition endothermique du carburant, qui se produit suite à son échauffement, permet d'une part, d'améliorer sa performance en tant que refroidisseur, et d'autre part, d'obtenir un gain important sur son délai d'auto-allumage. Cela profite à la performance du propulseur.

L'enjeu principal de cette technique de refroidissement est d'être en mesure de contrôler efficacement le moteur, c'est-à-dire d'être capable d'assurer la poussée voulue sans dépasser une température limite donnée sur la face chaude de la paroi de la chambre de combustion. Or, le couplage très fort qui apparaît entre la combustion et la décomposition du carburant rend la définition d'une stratégie de contrôle et de régulation du moteur un défi majeur.

En effet, pour accroître la poussée, une augmentation du débit de combustible alimenté en chambre paraîtrait naturelle. Cependant, une augmentation de débit entraînerait une diminution de son temps de séjour dans les canaux de refroidissement, ce qui pourrait, en conséquence, en réduire la conversion et en augmenter le délai d'auto-inflammation. Au final les produits de pyrolyse auraient une capacité à brûler inférieure et donc la poussée délivrée par le moteur serait plus faible. Une augmentation du débit de carburant entraînerait alors l'effet inverse de celui recherché.

La présente étude a pour objectif de déterminer expérimentalement et numériquement la faisabilité d'un circuit régénératif qui utilise le combustible (i.e. un hydrocarbure) en tant que fluide de refroidissement moteur. Elle s'inscrit dans la continuité des travaux de recherche dont

le refroidissement régénératif a déjà fait l'objet dans le cadre des projets COMPARER I & II (CONtrôle et Mesure des PARAmètres d'un Ecoulement Réactif), mis en place par le « Pôle Capteur et Automatismes » de Bourges depuis 2003. Ces projets visaient à identifier des paramètres permettant la caractérisation du carburant pyrolysé alimenté en chambre (et donc la maîtrise de sa combustion), tels que son débit et sa composition. Ils visaient également à définir et valider des méthodes à utiliser pour réaliser leurs mesures, adaptées à un milieu potentiellement multi-espèces et supercritique.

La présente thèse vise, spécifiquement, à améliorer la compréhension phénoménologique du couplage entre la combustion et la décomposition du combustible, en particulier en termes de dynamique du système couplé, car la compréhension des aspects transitoires de ces phénomènes et de leur couplage représente une condition préalable à la définition d'une stratégie de contrôle moteur.

A cette fin, les temps caractéristiques des phénomènes physiques et chimiques mis en jeu doivent être déterminés, car leur connaissance permettrait d'identifier, selon les conditions opératoires, les phénomènes qui pilotent la dynamique du système.

Pour ce faire, un plan de travail détaillé a été élaboré. Il s'articule autour des étapes suivantes :

1. Conception et assemblage d'un dispositif expérimental complet et instrumenté, prédimensionné par des calculs de CFD selon des similitudes ;
2. Une fois le banc assemblé, mise en place d'expériences préliminaires pour sa prise en main ;
3. Une fois le banc opérationnel, mise en place d'une campagne expérimentale paramétrique, sous conditions opératoires stationnaires et transitoires, pour analyser les effets de paramètres tels que le débit, la pression d'injection du carburant et la richesse de la flamme ;
4. Analyse et exploitation des résultats des essais pour développer des corrélations semi-empiriques entre les paramètres de commande et des paramètres de sortie pertinents ;
5. Réalisation d'une étude numérique paramétrique avec le logiciel CHEMKIN-PRO, afin de mieux caractériser la décomposition du carburant et mieux interpréter les résultats des expériences ;
6. Comparaison des résultats expérimentaux et numériques, pour approfondir la compréhension des phénomènes observés et de leur couplage.

L'étude de la dynamique du couplage combustion-décomposition réalisée par des comparaisons expérimental-numérique constitue l'un des points forts de ce travail. A cela s'ajoute la collaboration franco-italienne entre le laboratoire PRISME de l'INSA Centre Val de Loire – campus de Bourges et le Département de génie aérospatial et mécanique de l'université Sapienza de Rome, qui permet de tirer parti des spécialités et des compétences complémentaires de chaque établissement (travaux expérimentaux portant sur la pyrolyse et la combustion des carburants au PRISME ; études numériques en pyrolyse et combustion à La Sapienza).

Ce manuscrit de thèse présente donc au travers des cinq chapitres suivants l'intégralité du travail conduit dans ce cadre.

Le chapitre 1 est consacré au contexte de l'étude. Les principes de la propulsion par statoréacteur et superstatoréacteur, avec une revue bibliographique sur les points d'étude plus particulièrement concernant ce type de propulseur, sont présentés. L'intérêt d'utiliser ce moteur pour des véhicules volant à de très grandes vitesses dans l'atmosphère est expliqué. Le refroidissement régénératif est introduit avec la description des avantages et des problématiques liés à son utilisation. Les conséquences du couplage entre la combustion et la décomposition du carburant lorsque ce dernier est un hydrocarbure sont détaillées.

Ce chapitre permet de mieux comprendre les enjeux de la présente étude et justifie le plan de travail choisi pour la réaliser. Il permet également de situer ce travail dans le contexte international, passé et présent, de recherche sur le statoréacteur et le superstatoréacteur.

Le chapitre 2 présente le banc d'expériences utilisé pour l'étude expérimentale paramétrique. Les choix du carburant et du comburant (respectivement éthylène et air) sont justifiés. Les éléments constitutifs du banc sont présentés. Les calculs de prédimensionnement et les essais de caractérisation de certains de ces éléments sont détaillés. Les principes de fonctionnement des appareils intégrés dans le dispositif expérimental sont traités, afin de justifier les choix faits quant à la conception et à l'assemblage.

Le banc étant piloté par des automatismes, le travail de conception de l'application (réalisé avec le logiciel NI-LabVIEW) qui en permet le pilotage est exposé.

Le chapitre 3 présente un descriptif détaillé des modèles utilisés pour le calcul des échanges thermiques qui caractérisent la chambre de combustion. Les équations utilisées sont données et les hypothèses faites pour simplifier les calculs sont justifiées. Les modèles utilisés pour la détermination des propriétés physiques des gaz de combustion sont également décrits. Un modèle utilisé pour corriger les erreurs de mesure de température qui se produisent lorsque des

thermocouples sont utilisés, dues au rayonnement thermique entre ceux-ci et la paroi intérieure de la chambre, est détaillé. Les essais préliminaires de prise en main du banc sont également présentés.

Le chapitre 4 présente l'ensemble des résultats de la campagne expérimentale réalisée afin de caractériser le comportement dynamique du système couplé. Les expériences, dont la durée totale a été d'environ 60 heures, ont été menées tant sous conditions opératoires stables (i.e. débit de carburant, richesse, pression d'injection du carburant constants) et transitoires (i.e. débit de carburant, richesse, pression d'injection du carburant variables). Les modalités de mise en place des tests sont spécifiées, l'approche d'analyse et d'interprétation des résultats est détaillée. Une étude paramétrique complète est conduite en fonction des paramètres opérationnels cités précédemment. Les effets de variations de ces paramètres sur les flux thermiques principaux sont analysés et des corrélations semi-empiriques entre eux et des paramètres de sortie pertinents sont établies. La formation d'un dépôt carboné suite à la décomposition du combustible est abordée.

Enfin, le chapitre 5 présente une étude numérique paramétrique sur la décomposition du combustible utilisé pour les tests (i.e. l'éthylène) réalisé avec le logiciel CHEMKIN-PRO. Le cadre de la modélisation est détaillé. Des hypothèses simplificatrices sont proposées avec des justifications. Des calculs réalisés en considérant les mêmes conditions de débit et de pression d'alimentation du combustible et de richesse¹ qu'expérimentalement, menés afin de mieux caractériser et interpréter les résultats des expériences, sont présentés. Une étude paramétrique de la décomposition de l'éthylène est conduite en fonction du débit et de la pression d'alimentation du combustible.

En raison de l'approche fortement pluridisciplinaire de ce travail, des points d'étude bibliographique seront proposés tout le long du manuscrit. Les conclusions et les perspectives présentées dans ce mémoire permettront de faire le point sur les travaux effectués au cours de cette thèse et sur le travail encore à réaliser.

¹ La richesse d'une combustion est définie de la manière suivante :

$$\varphi = \frac{\left(\text{débit massique combustible} / \text{débit massique comburant} \right)_{\text{réel}}}{\left(\text{débit massique combustible} / \text{débit massique comburant} \right)_{\text{stoechiométrique}}}$$

1 La propulsion par statoréacteur

1.1 Le statoréacteur et le superstatoréacteur

L'intérêt du vol hypersonique aérobie (au-delà de Mach 5) est manifeste depuis de nombreuses années. Il trouve des applications dans de nombreux domaines tels que les lanceurs spatiaux réutilisables, les avions civils et militaires à grande vitesse et les missiles de moyenne ou longue portée (1) (2) (3) (4).

Les premiers projets ayant pour objectif la conception de véhicules, surtout missiles, volant à très grande vitesse dans l'atmosphère remontent à la fin des années 1940, avec la France et l'Union des Républiques Socialistes Soviétiques (URSS) au premier rang (5). L'intérêt pour le vol hypersonique a ensuite vu un renouveau à partir des années 1990, surtout grâce à l'accélération des relations commerciales internationales et à la maturation des technologies, avec le développement de nouveaux matériaux et le progrès considérable des simulations numériques de type CFD (Computational Fluid Dynamics). Depuis, de nombreux projets de recherches ont été lancés et plusieurs travaux scientifiques ont été publiés (6).

La plupart des projets et des travaux technologiques menés de nos jours envisagent l'utilisation d'un statoréacteur à combustion subsonique (en anglais Ramjet) ou d'un statoréacteur à combustion supersonique (un superstatoréacteur, en anglais SCRamjet) pour propulser le véhicule à des vitesses au-delà de Mach 2. L'utilisation d'un superstatoréacteur est nécessaire au-delà de Mach 5-6, car pour continuer à profiter des intérêts de ce type de moteur aérobie à des vitesses hypersoniques, il est nécessaire que la combustion ait lieu en chambre dans un écoulement supersonique (7) (8) (9). Néanmoins, sa conception présente plusieurs défis scientifiques et technologiques. Surtout, elle passe par la maîtrise de la combustion supersonique et le contrôle des flux thermiques supportés par les structures constituant le véhicule, notamment les parois de la chambre de combustion (10) (11). Cela pose de nombreuses difficultés, qui seront détaillées dans les paragraphes suivants.

Alors qu'il existe déjà des missiles propulsés par des statoréacteurs, le développement de superstatoréacteurs n'est envisagé que dans les décennies à venir. Pour couvrir la totalité de la plage de vitesses supérieures à Mach 2 avec un moteur unique, plusieurs travaux de recherche ont pour objectif la conception d'un statoréacteur fonctionnant en combustion subsonique en-deçà de Mach 5 et en combustion supersonique en condition hypersonique. Ce moteur est dit statomixte (6).

1.1.1 Principes et intérêt du statoréacteur et du superstatoréacteur

Les systèmes de propulsion utilisés dans les domaines aéronautiques et spatiaux sont en général de deux types : les moteurs aérobies, qui puisent le comburant qu'ils utilisent de l'air environnant, et les moteurs anaérobies, qui embarquent ce comburant en plus du combustible. Même s'il existe de nombreux types de moteurs aérobies et anaérobies, chacun avec ses caractéristiques propres, en règle générale, les moteurs aérobies se caractérisent par des poussées plus faibles et par des impulsions spécifiques plus élevées que les moteurs anaérobies (12) (13).

L'impulsion spécifique I_{sp} est un paramètre fondamental pour caractériser l'efficacité d'un système propulsif. Elle est définie par le rapport entre la poussée délivrée par le moteur et le débit-poids des ergols consommés pour la produire :

$$I_{sp} = \frac{P}{g \cdot \dot{m}_e} \quad 1.1$$

Dans cette équation P représente la poussée, g l'accélération due à la pesanteur et \dot{m}_e le débit d'ergols consommés. Les moteurs aérobies, qui collectent le comburant de l'air ambiant, ont des impulsions spécifiques qui peuvent être de plusieurs milliers de secondes alors que les moteurs-fusées, qui sont les plus utilisés parmi les technologies anaérobies, ont des impulsions spécifiques de quelques centaines de secondes seulement (13). Ceci est montré en figure 1².

De nombreuses études ont montré l'intérêt de l'utilisation de moteurs aérobies pour des applications où des moteurs anaérobies sont, de nos jours, souvent préférés. En effet, plusieurs travaux de recherche ont montré l'intérêt de l'utilisation de ces moteurs pour la propulsion de missiles, surtout lorsque les portées de vol visées sont assez importantes (au-delà de quelques dizaines de kilomètres) (1) (6) (7). De plus, d'autres études ont évoqué leur emploi pour la propulsion de lanceurs spatiaux (1) (2) (14).

² Il est possible de mieux comprendre cela avec un exemple. Si le combustible utilisé par un moteur quel qu'il soit était un hydrocarbure, la stœchiométrie de la combustion fixerait le rapport massique entre le comburant et le combustible entre 6 et 7. Par conséquent, dans un moteur anaérobie qui embarque les deux, environ 85 % à 90 % de la masse des ergols consommés provient de l'oxydant. Cela explique les très faibles impulsions spécifiques de ces engins.

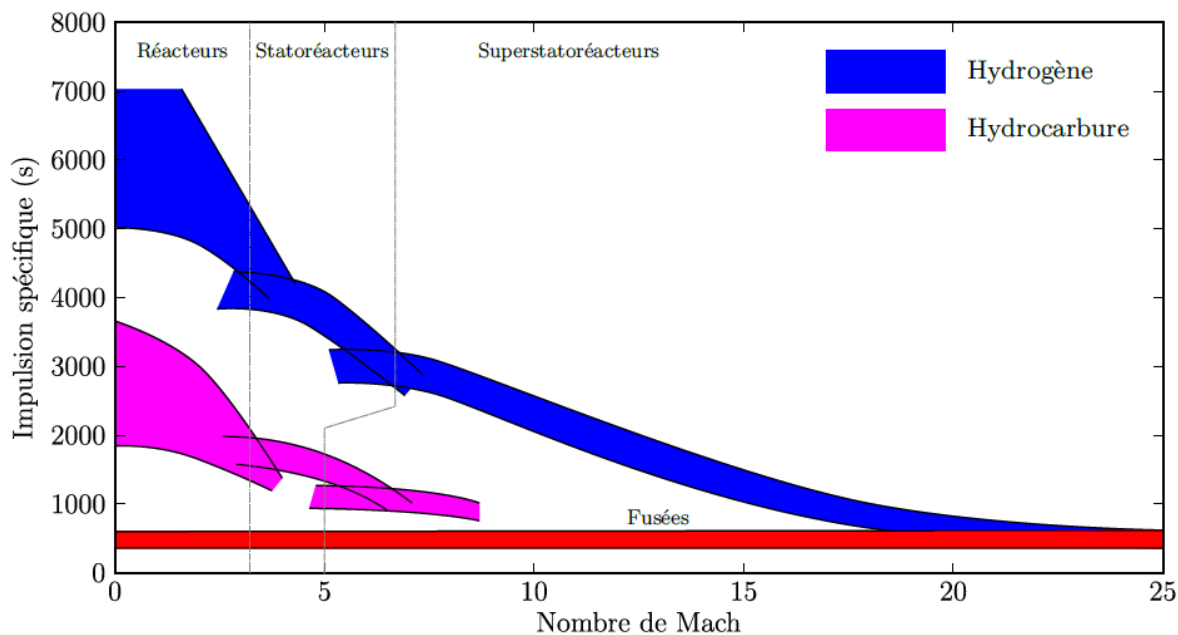


Figure 1. Impulsion spécifique de différents moteurs en fonction du Mach de vol (15)

Vu que les moteurs aérobies ne fonctionnent que dans l'atmosphère et à des altitudes où la pression ambiante est encore suffisamment élevée, ils ne pourraient être utilisés pour propulser ces lanceurs qu'en association à un moteur anaérobie. Néanmoins, leurs impulsions spécifiques très élevées permettraient d'augmenter beaucoup le rapport entre la charge utile et la masse au décollage du vaisseau, ce qui justifie l'intérêt de leur utilisation (16) (17).

Parmi les divers types de propulseurs aérobies, les statoréacteurs sont ceux qui permettent d'atteindre les vitesses de vol le plus élevées.

Un statoréacteur est un moteur aérobie qui trouve son application dans le domaine des vols à très grande vitesse (au-delà de Mach 2 pour les applications opérationnelles actuelles). Le comburant, l'air extérieur, est admis par une entrée placée à l'avant du véhicule. Il est ensuite ralenti et comprimé géométriquement, sans pièces tournantes, ce qui explique le nom utilisé pour indiquer ce type de moteur intégralement basé sur un fonctionnement statique, le statoréacteur. Le combustible est injecté en entrée de la chambre de combustion, où il se mélange à l'air et brûle. La combustion a lieu en régime subsonique (statoréacteur) ou supersonique (superstatoréacteur) et génère des gaz chauds qui traversent une tuyère qui en accélère l'écoulement en les détendant (figure 2) (1) (7). L'effet propulsif est créé par la différence entre les quantités de mouvement sortante et entrante.

Le statoréacteur ne pouvant être utilisé que pour des vitesses de vol supérieures à Mach 2, il doit toujours soit être associé à un autre système propulsif, capable d'accélérer le vaisseau jusqu'à une vitesse assez élevée pour qu'il puisse prendre le relais (6)³.

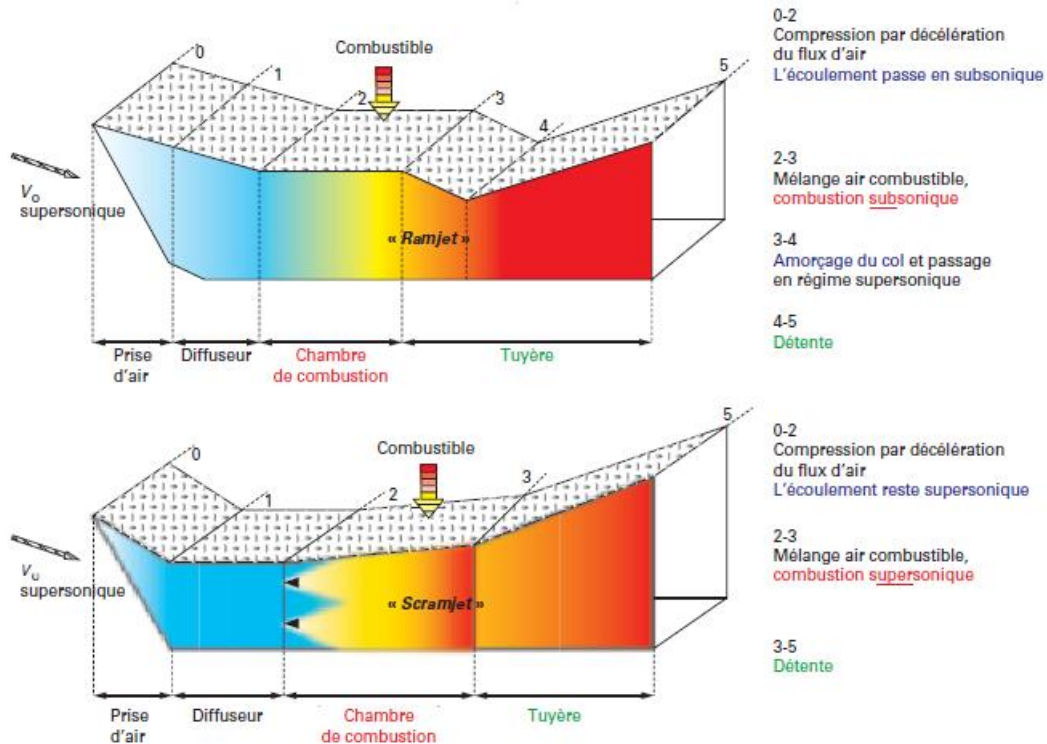


Figure 2. Schéma d'un statoréacteur et d'un superstatoréacteur (6)

Le statoréacteur à combustion subsonique permet d'atteindre des vitesses de vol de l'ordre de Mach 5 à 6. Lorsque la vitesse de vol s'approche de Mach 6, les pertes de pression d'arrêt qui se produisent lors du ralentissement de l'écoulement à des vitesses subsoniques dans la prise d'air deviennent si fortes que la traînée s'exerçant sur le véhicule ne peut pas être compensée par le moteur. Par conséquent, au-delà de Mach 6 il est nécessaire, afin de remédier à ce problème et pouvoir continuer à profiter des avantages de cette technologie, de se limiter à ralentir l'air entrant jusqu'à une vitesse proche de Mach 2 tout en la maintenant supersonique (2) (14). La combustion a alors lieu en condition supersonique et on parle de statoréacteur à combustion supersonique (ou superstatoréacteur, en anglais SCRamjet, c'est-à-dire Supersonic Combustion Ramjet).

Cela explique pourquoi la plupart des travaux de recherche sur ce moteur visent le développement de statoréacteurs où la combustion se réalise, selon les nécessités de vol, dans

³ Dans ce cas il est possible de parler de propulsion à étages multiples.

la même chambre soit en condition subsonique soit supersonique. Un statoréacteur en mesure d'évoluer sur ces deux gammes de vol est dénommé statoréacteur mixte, ou statomixte (6).

La conception et le développement d'un statomixte doivent faire face à de nombreux défis scientifiques et technologiques.

D'abord, pour permettre le passage du statoréacteur d'un mode de fonctionnement à un autre, il doit être équipé d'une chambre de combustion à géométrie variable, car en régime de fonctionnement subsonique la chambre de combustion doit être d'abord convergente, puis divergente, alors qu'en régime de fonctionnement supersonique elle doit être toujours divergente (6). Puis, pour exploiter ce propulseur en vol hypersonique, il est indispensable de maîtriser la combustion supersonique. En effet, l'allumage du combustible, l'obtention d'un mélange homogène avec le comburant et la stabilisation de la combustion posent, dans un écoulement supersonique, de nombreuses difficultés, surtout au vue du faible temps de séjour du combustible dans la chambre de combustion (environ 0.5 ms à Mach 8) (18) (19). Enfin, à de telles vitesses, il devient très difficile d'assurer la tenue thermique des structures du moteur durant son temps de fonctionnement. A Mach 12, par exemple, la température totale l'air à l'entrée du superstatoréacteur, à cause de l'effet cinétique, peut atteindre 4500 K, ce à quoi s'ajoute l'effet de la combustion, qui apporte encore plus d'énergie (20).

Cela rend nécessaire, même avec des matériaux avancés comme les plus modernes composites thermostrostructuraux, le recours à une technique de refroidissement moteur dédiée appropriée.

1.1.2 La recherche sur le statoréacteur et le superstatoréacteur : état de l'art

Le statoréacteur a été conçu par l'ingénieur français René Lorin en 1913. Cependant, ce n'est qu'en 1947 qu'un véhicule propulsé par un statoréacteur, le Leduc 010, conçu encore une fois par un ingénieur français, René Leduc, a été capable de voler de façon autonome à Mach 0,85 après avoir été largué d'un avion Languedoc (1).

Depuis, jusqu'à la fin des années soixante, plusieurs pays, notamment la France et l'URSS, ont produit des efforts importants visant principalement le développement de missiles surface-air ou sol-sol propulsés par statoréacteur et volant au-delà de Mach 1 (21). Ces efforts ont porté leurs fruits et quelques années plus tard, en 1973, lors de la guerre du Kippour, le missile SA 6

soviétique, propulsé par statofusée, à accélérateur intégré, a montré sur le terrain l'efficacité de cette technologie (22).

Dès la fin des années soixante-dix, une décroissance des activités de recherche sur le statoréacteur classique au profit du superstatoréacteur a été observée. De nos jours, le superstatoréacteur est considéré le moteur le plus adapté au vol au-delà de Mach 5 (6) (7). Selon les nécessités de vol, deux types de combustibles sont envisagés : l'hydrogène (privilegié pour des vitesses supérieures à Mach 8) et le kérosène (privilegié pour des vitesses entre Mach 5 et Mach 8).

Les pays au premier rang dans ce domaine de recherche sont les Etats-Unis, la Chine, l'Australie, la Russie, l'Inde et, dans le cadre de l'Agence spatiale européenne (ESA), les pays européens (23). En France, l'activité de recherche sur le superstatoréacteur est soutenue surtout par l'industriel MBDA-France et l'ONERA (24) (25). Les travaux aux Etats-Unis ont toujours été les plus avancés et l'Etats-Unis sont les premiers à avoir conçu un véhicule expérimentale, le X-43, propulsé par un superstatoréacteur et capable de réaliser un vol hypersonique autonome jusqu'à Mach 9,6 (3).

De nombreux travaux de recherche ont été réalisés sur la propulsion par statoréacteur et superstatoréacteur dans les dernières décennies. Les études expérimentales sont essentielles car les essais expérimentaux permettent d'accumuler des données qui sont très utiles pour valider les résultats des simulations numériques. Cependant, vu que la réalisation d'expériences reste très onéreuse, de nombreuses recherches sur ces moteurs portent sur les outils numériques de CFD⁴ (6). Les moyens de calculs dont nous disposons de nos jours sont tels à nous permettre d'étudier en CFD de manière détaillée les réactions chimiques de décomposition et de combustion qui caractérisent les statoréacteurs et superstatoréacteurs refroidis par le combustible (approche en 3D LES ou DNS pour traiter le caractère turbulent des écoulements) (6) (26) (27).

Les points d'études sur ce type de propulseur sont nombreux. La combustion revêt un grand intérêt car elle affecte directement la poussée délivrée par le moteur. Alors qu'il est relativement aisé de maîtriser la combustion subsonique, la combustion supersonique pose beaucoup plus de difficultés. L'obtention d'un mélange homogène du carburant et du comburant, l'allumage et

⁴ Ces travaux numériques ont vu un renouveau dès la fin des années 1990, surtout au vue des progrès sensibles des simulations multidimensionnelles sur ordinateur (6).

la stabilisation de la flamme, le faible temps de séjour du combustible dans la chambre conduisent à de sérieuses difficultés et complications technologiques (3) (7) (28) (29).

Les problèmes dynamiques en termes de vibrations de combustion, de couplage entre la combustion, les structures et l'acoustique ou les difficultés associées à l'injection du combustible sont également à prendre en compte (30) (31) (32). A cela s'ajoute le fait que dans un statomixte l'écoulement est d'abord subsonique, puis supersonique. Cette transition rend la stabilisation de la flamme un défi encore plus grand (6). Plusieurs travaux, expérimentaux et numériques, portent sur l'étude de la combustion supersonique et ses difficultés.

Un autre point important d'étude concerne le refroidissement du moteur. Il est nécessaire, afin de développer une stratégie de refroidissement appropriée, de déterminer les niveaux de flux thermiques auxquels sont exposées ses structures. Les flux thermiques plus importants caractérisent l'entrée d'air, la chambre de combustion, où le flux thermique produit par la combustion s'ajoute à celui dû à la compression de l'air, et la tuyère (3) (6) (20).

Le tenue thermique du moteur a fait l'objet de nombreuses études, et sera bien approfondie dans le paragraphe 1.2. Parmi ses objectifs, la recherche de matériaux adaptés aux besoins, notamment en termes de résistance en température. De nombreuses études ont montré l'intérêt d'utiliser, pour réaliser les parois de la chambre de combustion, des matériaux nouvelle génération tels que des composites thermostrostructuraux (composites carbone/carbone ou composites phénoliques ablatifs, constitués d'un renfort réfractaire tel que le carbone ou la silice et d'une matrice ablative à base de résine phénolique).

Ces matériaux ont des propriétés physiques et chimiques qui les rendent adaptés à la fabrication de revêtements intérieurs de chambres de combustion et de tuyères d'engins propulsifs, mais aussi à la fabrication de boucliers thermiques pour des véhicules qui doivent effectuer une rentrée atmosphérique (6) (7) (33) (34) (35) (36) (37) (38). Pour ces applications, l'intérêt de leur utilisation réside en certaines caractéristiques, tels que l'énergie thermique d'ablation élevée (jusqu'à 5000 kJ.kg^{-1}), le bon rapport résistance mécanique / masse volumique, la bonne résistance aux chocs thermiques et le faible coefficient de dilatation.

Néanmoins, l'utilisation de protections ablatives pour le revêtement extérieur du moteur pénalise la performance du système (incrément de la masse sèche à vide). En plus, la dégradation importante que le bouclier thermique qui recouvre le véhicule subit au cours d'un vol en rend difficile un usage réutilisable en vue d'une application civile (33) (37) (39).

Le choix du carburant à utiliser a fait lui aussi l'objet de plusieurs études. La nécessité que le combustible injecté en chambre ait un délai d'auto-inflammation suffisamment bas pour que la combustion se déroule dans les conditions visées, influence ce choix. L'hydrogène est bien adapté, dû à son délai d'auto-inflammation très faible (13). Cependant, en raison de sa faible densité (environ 70 kg.m^{-3} en phase liquide), de sa dangerosité et de difficultés de stockage, de nombreux projets préfèrent l'utilisation d'un autre hydrocarbure comme le kérosène (densité d'environ 800 kg.m^{-3} en phase liquide) (6) (20) (40).

D'autres sujets ont fait l'objet d'études, comme les échanges thermiques entre le véhicule et l'environnement extérieur et les conditions de fonctionnement qui permettent de réduire les émissions polluantes (6).

1.2 Le refroidissement du moteur : techniques de refroidissement passif et actif

Le vol hypersonique présente des difficultés majeures en termes de tenue thermique des structures, exposées à de très hautes températures. L'échauffement des matériaux est dû d'une part aux frottements entre l'air et les surfaces et, d'autre part, dans la chambre de combustion, à la combustion⁵. La résistance en température des matériaux est d'autant plus critique que les flux thermiques auxquels ils sont exposés sont élevés et les durées de vol (quelques minutes à quelques heures) sont longues (7) (20).

Comme pour les autres moteurs, la technique utilisée pour assurer la tenue thermique d'un statoréacteur dépend des caractéristiques du vol. Des techniques de refroidissement passif, envisageant l'utilisation d'une simple protection thermique, sont parfois utilisées. Il s'agit, par exemple, de la solution la plus courante sur les moteurs de missile (6). Cependant, dû aux flux thermiques élevés auxquels les parois intérieures de la chambre sont exposées, ces techniques ne sont pas applicables aux véhicules réutilisables et aux missions dont la durée totale dépasse quelques dizaines de minutes (11) (41) (42).

Dans le cas d'un vol hypersonique de longue durée, des techniques de refroidissement actif, envisageant l'utilisation d'un fluide refroidisseur, doivent être implémentées. Dans le cadre des travaux de recherche ayant comme objet le statoréacteur, la présente étude porte sur l'analyse

⁵ Le flux thermique dû à la combustion du carburant peut atteindre, dans un statoréacteur alimenté à hydrogène volant à Mach 3, environ $3,2 \text{ MW.m}^{-2}$. En revanche, celui dû au frottement entre l'air et les surfaces est inférieur à $0,3 \text{ MW.m}^{-2}$ (6).

d'une technique de refroidissement moteur visant à utiliser le combustible comme refroidisseur. Cette technologie de refroidissement moteur est appelée « refroidissement régénératif » et est présentée dans la section 1.2.1 qui suit.

1.2.1 Le refroidissement régénératif : principes

Le refroidissement régénératif est une technique de refroidissement moteur qui utilise le combustible en tant que fluide refroidisseur. Le combustible, introduit dans des canaux en aval du moteur, circule en double peau et à contre-courant des gaz chauds dans les parois de la chambre de combustion. De cette manière, il en refroidit les structures tout en se réchauffant et se vaporisant (figure 3) (24) (43) (44).

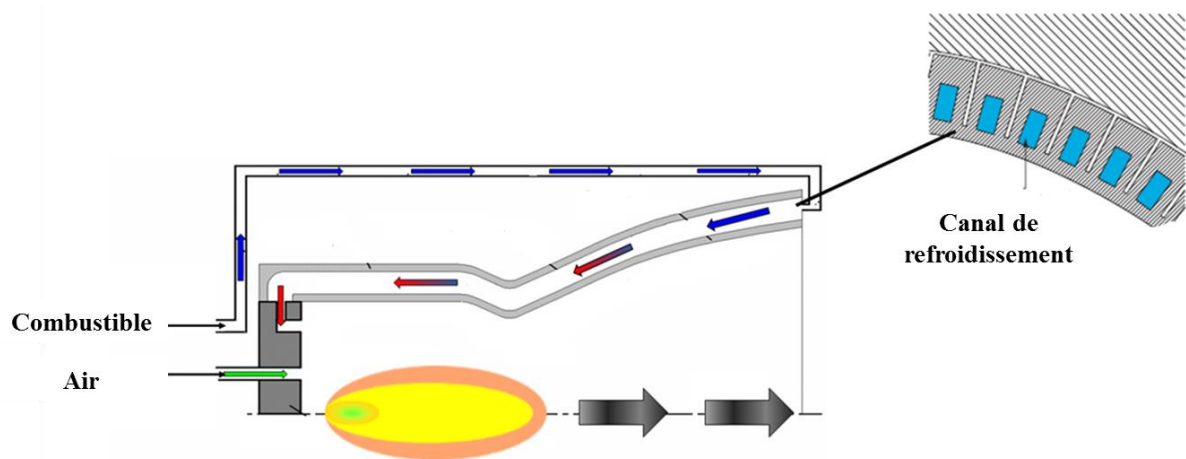


Figure 3. Schéma d'un statoréacteur refroidi par son carburant (44)

Il est évident que l'utilisation de cette technique permet de garantir la tenue thermique du véhicule sans la mise en place d'un circuit de refroidissement dédié, ce qui permet de réduire la masse embarquée. L'efficacité de cette configuration est d'autant plus grande que la température des gaz de combustion est maximale à la sortie de la chambre, là où la température du combustible-refroidisseur est la plus faible (proche de celle ambiante) (44).

Cette technologie est déjà utilisée sur des moteurs-fusées à ergols liquides. Parmi les combustibles adaptés à la propulsion de statoréacteurs et superstatoréacteurs, l'hydrogène cryogénique est un excellent fluide de refroidissement, avec une capacité d'extraction d'environ 15 MJ.kg^{-1} (45) (46). Quant aux hydrocarbures, ils ont une capacité d'extraction d'un ordre de grandeur inférieur, qui peut devenir 4 à 5 fois plus important à condition d'être capable de maîtriser leur décomposition endothermique (20) (41) (47).

Cela sera l'objet des paragraphes suivants où les avantages et les inconvénients liés à l'usage d'endocarburants seront abordés.

1.2.2 Les avantages de la décomposition endothermique d'un endocarburant

Les hydrocarbures utilisés comme combustibles pour l'aviation ont de bonnes capacités d'extraction thermique (environ 1 MJ.kg^{-1} dans le cas d'un kérosène pour un échauffement de 300 K à 700 K) (20).

Cette capacité de refroidissement n'est pas, en soi, suffisante pour garantir la tenue thermique des structures d'un superstatoréacteur ; la charge thermique totale à évacuer étant, à Mach 5, entre 2 et 4 MJ par kg de combustible alimenté. Cependant, les hydrocarbures sont aussi des endocarburants, c'est-à-dire des carburants qui, à de très hautes températures (normalement au-delà de 700-800 K), se décomposent grâce au développement de réactions de pyrolyse endothermiques (20) (40). Suite à ce phénomène, la capacité de refroidissement du combustible s'accroît (jusqu'à 5 MJ.kg^{-1} dans le cas d'un kérosène pour un échauffement de 300 K à 1200 K), ce qui en permettrait l'utilisation en tant que combustible-refroidisseur pour la propulsion de superstatoréacteurs volant jusqu'à Mach 7-8 (figure 4) (20).

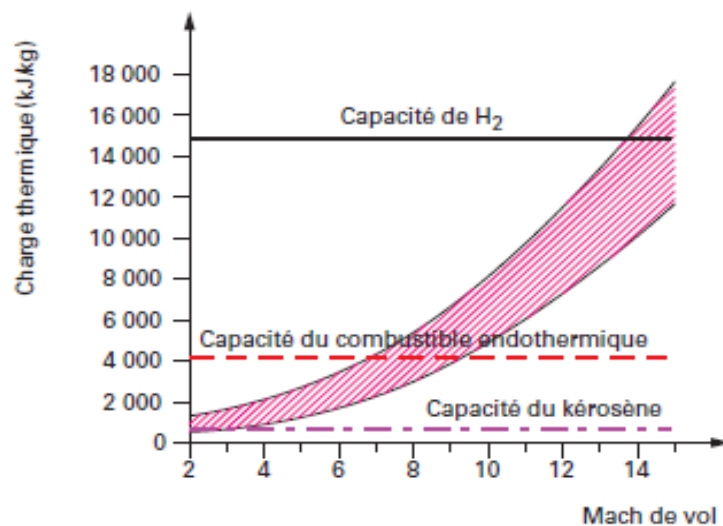


Figure 4. Charge thermique dans un statomixte refroidi par le combustible en fonction du Mach de vol pour l'hydrogène et le kérosène (6)

En même temps, la pyrolyse du combustible entraîne la formation d'espèces plus légères, telles que l'hydrogène, le méthane et l'éthylène, qui ont des délais d'auto-inflammation plus faibles que l'hydrocarbure original. Cela répond bien au besoin d'un allumage très rapide qui,

pour ne pas pénaliser la poussée, doit se réaliser en moins de 0,1 ms (24) (40) (48). Or, compte-tenu des températures élevées en entrée d'air (supérieures à 1000 K) dues à la compression de l'air atmosphérique à l'avant du véhicule, les produits de pyrolyse devraient s'auto-enflammer assez rapidement (le délai d'auto-inflammation moyen étant, en cas de décomposition complète du combustible original, de l'ordre de 0,1 ms).

Donc, suite à la formation de ces molécules, la cinétique de la combustion deviendrait plus favorable, la combustion plus rapide et le rendement de combustion plus élevé. Dans l'ensemble, la performance du moteur en serait bien améliorée (43) (48) (49) (50).

1.2.3 Les inconvénients de la décomposition endothermique d'un endocarburant

Un premier inconvénient auquel faire face pour pouvoir profiter des avantages de la décomposition endothermique d'un endocarburant concerne le fait que, pour connaître la poussée délivrée par le moteur, il est nécessaire de connaître le débit et la composition du carburant injecté en chambre de combustion. Or, en raison de la décomposition du carburant, ni les propriétés physiques et chimiques ni le débit du mélange multi-espèces entrant en chambre ne sont connues (40) (51) (52).

La mesure du débit de combustible injecté en chambre de combustion est nécessaire car, en général, ce débit ne correspond pas à celui alimenté au moteur. En effet, les parois des canaux de refroidissement étant poreuses, il existe un débit de fluide qui passe directement dans la chambre, sans atteindre les mâts d'injection (53) (54) (55). Même si les matériaux composites utilisés ont des perméabilités très faibles (leurs perméabilités de Darcy étant entre 10^{-17} m^2 et 10^{-16} m^2), dû à l'écart de pression entre les canaux et la chambre (selon le cas spécifique, 20 à 40 bar), environ 10 % du fluide refroidisseur peut transpirer à travers la paroi poreuse dans la chambre (56) (57). Le carburant qui a transpiré dans la chambre, une fois à l'intérieur, forme une couche qui s'entrepasse entre les parois et les gaz chauds, en réduisant les échanges thermiques convectifs et radiatifs entre les gaz de combustion et la surface de ces parois, ce qui contribue à leur protection thermique (figure 5) (56)⁶.

⁶ En effet, dans de nombreux cas il est possible d'exploiter les avantages de cette transpiration en utilisant, pour la fabrication des structures dont la chambre de combustion se constitue, des matériaux métalliques ou composites micro-perforés. L'on parle alors de refroidissement par effusion (ou par film mince), une technique de refroidissement moteur très étudiée (54). Dans le cadre de ce travail de thèse, nous nous limiterons à faire allusion à ce phénomène de transpiration en termes de réduction de débit de combustible alimenté au moteur.

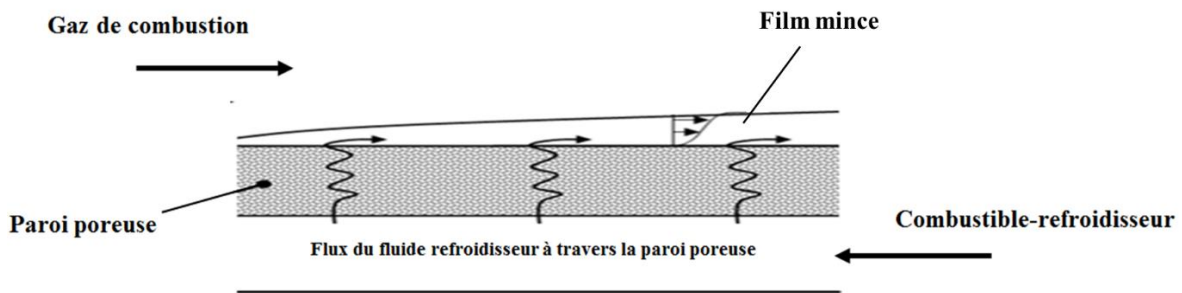


Figure 5. Effusion du fluide refroidisseur à travers la paroi poreuse du canal de refroidissement (59)

La pyrolyse du combustible-refroidisseur rend la mesure du débit de carburant injecté dans la chambre de combustion très difficile, car selon la pression d'alimentation de l'hydrocarbure, il est possible qu'il soit à la suite de l'échauffement à l'équilibre liquide-vapeur où même à l'état supercritique. Le débit massique d'un fluide en une seule phase peut être mesuré même sans en connaître la composition par l'utilisation d'un débitmètre de Coriolis. En revanche, aucune méthode de débitmètre à l'heure actuelle ne permet d'obtenir le débit massique d'un fluide multiphasique ou à l'état supercritique (56).

Cette difficulté de mesurer le débit de carburant entrant en chambre de combustion a été déjà étudiée de façon détaillée dans le cadre du projet COMPARER (CONtrôle et Mesure des PARAmètres d'un Ecoulement Réactif). Ce projet, dont les travaux ont fait l'objet de plusieurs publications, visait à identifier des paramètres permettant de caractériser l'écoulement du fluide refroidisseur sur un statomixte refroidi par son combustible et à développer des méthodes de mesure adaptées aux besoins en termes de contrôle moteur d'un vol hypersonique (51) (52).

Une autre difficulté vient du fait que le refroidissement régénératif met en jeu plusieurs phénomènes, physiques et chimiques, simultanément (transferts de quantité de mouvement, transferts de chaleur par conduction, convection et rayonnement, transferts de matière par convection et diffusion, adsorption, désorption, réactions de décomposition, réactions de combustion) (40). De plus, ces phénomènes sont fortement couplés, ce qui rend la compréhension de la dynamique du moteur, condition préalable à la définition d'une stratégie de contrôle et de régulation, très complexe.

En effet, il est très difficile de comprendre la manière dont chacun des phénomènes impliqués peut influencer sur les autres car il est très difficile d'isoler l'influence d'un facteur parmi d'autre lorsque ces phénomènes agissent simultanément, avec des temps caractéristiques différents (24) (50) (56) .

La difficulté de définir une stratégie de contrôle moteur pour un statoréacteur refroidi par un carburant endothermique, surtout en présence de phénomènes de pyrolyse, est l'un des points clés de ce travail et fera l'objet du paragraphe 1.3.

Enfin, une dernière problématique reste à résoudre. La décomposition thermique des hydrocarbures entraîne normalement la formation d'espèces plus hydrogénées que le produit initial, comme l'hydrogène et le méthane ; en conséquence, elle s'accompagne souvent de la formation d'un dépôt carboné. Ce phénomène, connu sous le nom de cokage, a fait l'objet de plusieurs travaux de recherche, surtout dans les domaines de l'industrie pétrolière et de la pétrochimie, où la formation de dépôts carbonés affecte négativement de nombreux procédés, et dans les domaines aéronautiques et spatiales, où la formation de dépôts carbonés s'observe surtout suite à l'échauffement d'endocarburants à haute température (20) (42) (58) (59) (60) (61) (62) (63).

Certaines de ces études ont permis de mieux comprendre les mécanismes de formation de ces dépôts. Elles ont montré que leur génération passe par la formation d'intermédiaires tels que l'acétylène, le benzène et puis les hydrocarbures aromatiques polycycliques. Ces derniers composés peuvent, selon de nombreux chercheurs, être considérés comme les véritables précurseurs du coke (20).

Ces travaux ont attesté la complexité des chemins réactionnels impliqués, se caractérisant par des réactions de déshydrogénation, d'addition (surtout de molécules acétylène) et de cyclisation. D'autres travaux, plus applicatifs, ont permis de mieux comprendre l'influence sur ce phénomène de paramètres influents tels que la nature de l'hydrocarbure, la pression et la température du fluide qui pyrolyse, la densité de flux thermique absorbée, son état, son régime d'écoulement (20) (61) (63).

L'effet catalytique de surface du réacteur et l'effet d'éventuelles impuretés dissoutes dans le combustible ont également été analysés, ce qui a permis d'observer qu'en présence de composés oxygénés, même en de très faibles concentrations, un dépôt carboné peut se former à des températures auxquelles les hydrocarbures sont habituellement thermiquement stables⁷ (20). L'effet du temps de séjour a été, lui aussi, étudié. Ces études ont toutes montré que l'accumulation de carbone est d'autant plus importante que le temps de séjour est grand (20) (40). D'autres recherches encore ont permis de distinguer, selon leurs propriétés physiques et chimiques, plusieurs formes de coke, ce qui permet de distinguer des dépôts carbonés

⁷ Ce type de coke est dit oxydatif.

pyrolytiques, catalytiques et asphaltiques, ces derniers présentant une forte présence de composés aromatiques volatiles (61).

Les conséquences négatives de la formation de coke sur un moteur refroidi par le carburant sont de deux types principalement : thermique (l'effet isolant des dépôts accumulés sur les surfaces réduit l'échange thermique entre les gaz brûlés et le carburant) et hydraulique (le rétrécissement local de la section de passage des canaux de refroidissement peut entraîner une augmentation de la perte de charge et même le bouchage des canaux de refroidissement). De plus, d'autres effets néfastes peuvent se produire, comme une réduction de l'endothermicité des réactions de pyrolyse et, une diminution de l'efficacité du refroidissement par effusion (par accumulation de particules de coke de l'ordre de 10 μm dans les pores du composite constituant la paroi et conduisant à son bouchage) (20) (56).

Or, l'exploitation de l'effet chimique de décomposition endothermique des endocarburants pour en accroître la capacité d'évacuation de chaleur passe par la maîtrise de leur pyrolyse. Surtout, il est nécessaire d'être capable de maximiser la formation d'espèces légères hautement réactives tout en limitant la production de coke.

1.3 Phénomènes dynamiques couplés - contrôle moteur

La condition préalable à la définition d'une stratégie de contrôle moteur est la compréhension de sa dynamique vis-à-vis d'une sollicitation extérieure, telle que la variation d'un paramètre de commande. Celle-ci peut s'étudier en termes de réponse (valeurs acquises par des paramètres clés de sortie une fois le moteur à nouveau en régime permanent), temps de réponse (temps au bout duquel ces paramètres atteignent un pourcentage défini des valeurs attendues) et temps de retard à la réponse (temps qui s'écoule entre la variation du paramètre d'entrée et la répercussion de cette variation sur les paramètres de sortie clés).

Dans le cas d'un vol hypersonique propulsé par un superstatoréacteur, il existe deux consignes à respecter, d'une part ne pas dépasser une température limite donnée sur la face chaude de la paroi de la chambre de combustion (afin d'éviter la dégradation de ses structures) et d'autre part assurer la poussée voulue. Il est alors possible de considérer ces deux paramètres comme les deux grandeurs clés de sortie caractérisant le système. Par ailleurs, en termes de contrôle du véhicule, il existe actuellement une seule commande envisagée : le débit d'alimentation de carburant. Ce dernier représente donc, dans ce contexte, le paramètre de commande dont analyser les effets en termes de réponse dynamique du système.

La définition d'une stratégie de contrôle et de régulation du moteur pour un superstatoréacteur refroidi par son carburant représente un défi majeur. En effet, le refroidissement régénératif met en jeu des phénomènes très complexes et fortement couplés, surtout en cas de décomposition thermique du combustible.

Un premier couplage, chimique, apparaît entre la pyrolyse et la combustion du fluide refroidisseur car la décomposition du carburant, qui est endothermique, se produit du fait qu'en absorbant une partie de l'énergie thermique mise en jeu par sa propre combustion, ce dernier se réchauffe à des températures suffisamment élevées pour que les réactions de décomposition aient lieu. Or, la décomposition du combustible en affecte directement la combustion (et en conséquence l'énergie que celle-ci libère) car la cinétique de combustion dépend fortement des espèces constituant le mélange injecté en chambre. Evidemment, la composition de ce mélange dépend, entre autre, du flux thermique évacué par le fluide refroidisseur avant son injection en chambre. La boucle étant ainsi refermée, le couplage apparaît alors (24) (56).

Ce couplage entre le canal de refroidissement et la chambre de combustion rend la définition d'une stratégie de contrôle du moteur très compliquée, dû à la difficulté de prévoir l'effet transitoire observable sur chacun des deux paramètres clés de sortie (température en paroi et poussée). Cela est illustré par la figure 6 ci-après.

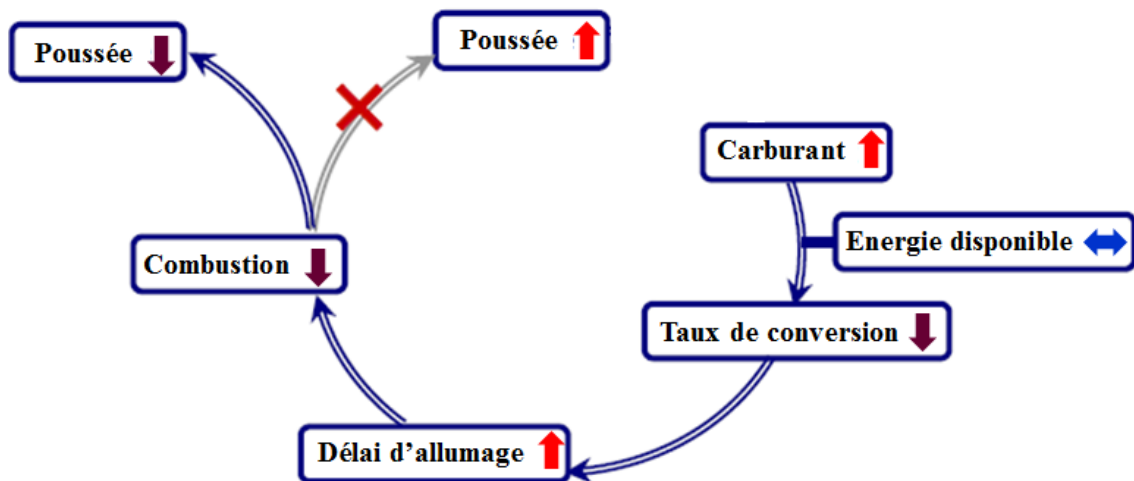


Figure 6. Possibles effets de la régulation de débit de carburant en termes de poussée délivrée par le moteur (57)

Pour accroître la poussée, une augmentation du débit de combustible à injecter en chambre paraîtrait possible. Cependant, cette augmentation de débit entraînerait une diminution du temps de séjour du fluide refroidisseur dans les canaux de refroidissement. En conséquence, supposant le flux thermique constant, le refroidissement des parois de la chambre de combustion serait plus efficace mais en même temps la quantité d'énergie thermique stockée par unité de masse

par le carburant serait moins importante. Le risque serait alors d'obtenir un taux de conversion plus faible et d'alimenter en chambre un mélange ayant un délai d'auto-inflammation plus grand.

Cela décalerait la combustion dans le temps et donc dans l'espace vers l'aval. Le risque serait de ne pas assurer une combustion complète avant la sortie du carburant du moteur. Dans ce cas, le flux thermique échangé entre les gaz de combustion et la paroi de la chambre se réduirait, ce qui, à son tour, pourrait faire encore décroître le taux de conversion du fluide refroidisseur. Le délai d'auto-inflammation du mélange injecté en chambre s'accroîtrait ainsi peu à peu et la poussée délivrée par le moteur serait de plus en plus faible, jusqu'à ce que la combustion ne soit plus assurée et le moteur ne s'éteigne ; sauf à trouver un nouveau point d'équilibre stable (fonctionnement dégradé). Ainsi, l'effet contraire à celui recherché serait obtenu (43).

La dynamique du système à l'étude est d'autant plus complexe que d'autres couplages existent. En négligeant, pour simplifier la compréhension, le phénomène de l'effusion du fluide refroidisseur à travers la paroi de la chambre, il est évident que le refroidissement régénératif implique les trois modes de transfert thermique, respectivement par convection (entre les gaz chauds et la paroi « chaude » de la chambre et entre le fluide refroidisseur et la paroi « froide » de la chambre), par conduction (dans la paroi) et par rayonnement (entre les gaz chauds et la paroi « chaude » de la chambre⁸). Ces transferts de chaleur dépendent tant des propriétés physiques des fluides et des matériaux (qui dépendent elles même de leurs températures) que de l'écoulement des fluides. En conséquence, un autre couplage, physique, apparaît entre les écoulements des fluides et les transferts thermiques.

En même temps, dû aux réactions de décomposition qui se produisent dans les canaux de refroidissement et aux réactions de combustion qui se produisent en chambre, il est possible d'identifier deux autres couplages. Il existe d'une part un couplage entre la chimie et les écoulements des fluides et, d'autre part un couplage entre la chimie et les transferts thermiques.

Le couplage entre chimie et écoulements des fluides apparaît évident dans le canal de refroidissement, où l'écoulement du fluide est affecté par sa composition qui, à son tour, est affectée par le temps de séjour du fluide dans les canaux et donc par son écoulement. Il en est de même pour la chambre de combustion, où la fluidique, dû à la grande vitesse de l'écoulement, affecte fortement le temps de séjour et le mélange des réactifs, donc la réactivité.

⁸ Le rayonnement entre le fluide refroidisseur et la paroi « froide » de la chambre est normalement négligeable.

Le couplage entre chimie et transferts thermiques est, lui aussi, clair. La cinétique chimique de pyrolyse dépend fortement des transferts thermiques entre la chambre de combustion et les canaux de refroidissement (56). En même temps, elle influence directement ces transferts, par exemple par le biais de la formation de dépôts carbonés qui ont, eux, un effet d'isolation thermique qui en réduit l'efficacité.

Une représentation schématique des couplages physiques et chimiques caractérisant une chambre de combustion refroidie par son propre carburant est donnée en fig. 7.

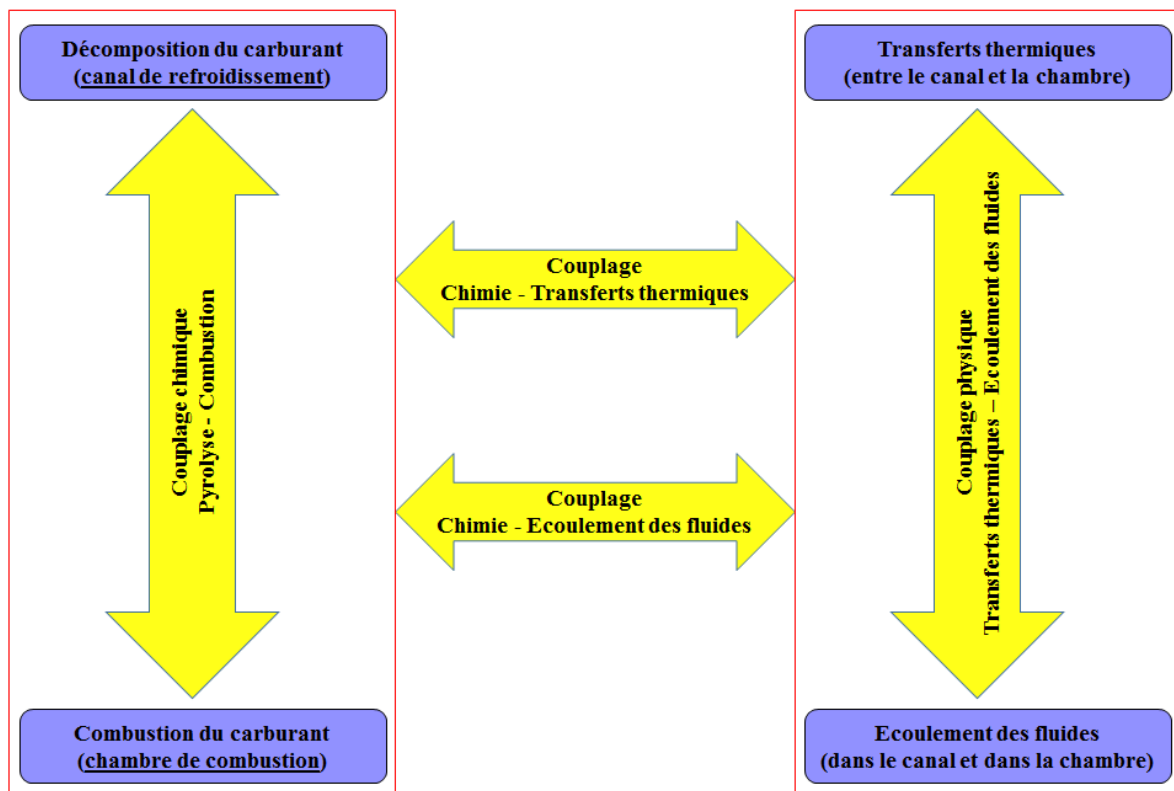


Figure 7. Schéma représentant les couplages physiques et chimiques caractérisant une chambre de combustion refroidie par son propre carburant

Les phénomènes physiques et chimiques en jeu ont chacun leurs temps caractéristiques de stabilisation. Il est évident que leur détermination est une condition indispensable pour l'étude du système. Ces temps, qui diffèrent parfois entre eux de plusieurs ordres de grandeur, peuvent également varier pour le même phénomène de plusieurs ordres de grandeurs selon les conditions opérationnelles. Par exemple, le délai d'auto-inflammation du carburant varie de plusieurs ordres de grandeurs en fonction de la composition et de la température.

La connaissance de ces temps caractéristiques permettrait de comprendre quels sont, selon les conditions opératoires, les phénomènes qui pilotent la dynamique du système. Cela est essentiel à la réalisation d'un modèle simplifié de la dynamique du moteur.

Dû à cet écart existant entre les temps caractéristiques de stabilisation des phénomènes physiques et chimiques impliqués et notamment entre ceux des transferts de chaleur par convection, par conduction et par rayonnement, des phénomènes d'hystérésis thermique peuvent se produire. Spécifiquement le moteur peut, pour les mêmes valeurs des paramètres de commande, atteindre des points de fonctionnement stables légèrement différents, qui dépendent de son évolution antérieure (24). Cette hystérésis, qui rend la définition d'une stratégie de contrôle encore plus compliquée, confirme la nécessité d'une analyse rigoureuse de l'évolution transitoire que le système subit si une sollicitation externe s'applique.

Les phénomènes en jeu sont régis par des équations aux dérivées partielles non linéaires à coefficients non constants, car les propriétés des matériaux et des fluides varient en fonction des conditions opératoires donc du point de fonctionnement du moteur. Ces équations étant complexes, leur résolution semi-analytique (66) (67) et/ou numérique constitue un travail de recherche à part entière qui ne s'inscrit pas dans le cadre de cette thèse. L'objectif de la présente étude est plutôt de développer, par l'analyse des variations temporelles de certains paramètres pertinents et de leurs niveaux respectifs en fonction de sollicitations externes, un modèle de comportement global du système qui puisse être accessible à l'homme pour sa bonne compréhension du système en vue plus tard de pouvoir disposer de simulations complètes sur lesquelles agir de manière ciblée et volontaire.

Cette approche permettra d'obtenir des relations semi-empiriques simples à utiliser pour modifier des paramètres de commande (non seulement le débit de combustible, qui reste le plus important, mais aussi d'autres éventuellement, tels que le rapport entre le débit de combustible et le débit d'air et la pression d'alimentation du fluide refroidisseur aux canaux de refroidissement) afin de produire une poussée donnée tout en évitant de dépasser une température de seuil en paroi de chambre.

1.4 Conclusion

Depuis le début du XX^{ème} siècle, de nombreux projets de recherche ont permis la conception et le développement de véhicules propulsés par statoréacteur, volant à des vitesses

supersoniques. Cette technologie, en condition de combustion supersonique, permet même le vol hypersonique.

Une condition nécessaire reste néanmoins le développement d'une technique de refroidissement moteur capable d'assurer la tenue thermique des structures. Le refroidissement régénératif du moteur par son carburant permet de bien répondre à ce besoin. De plus, si le combustible utilisé est un hydrocarbure, par exemple un kérosène, cette technologie permet également d'obtenir, grâce à la décomposition du carburant, un gain important sur son délai d'auto-inflammation, ce qui profite beaucoup à la performance du moteur.

Le refroidissement régénératif a fait l'objet de plusieurs études, dont le projet COMPARER-1 et le projet COMPARER-2, développés à Bourges depuis 2003. Ces projets avaient pour objectif de déterminer les paramètres pertinents et les méthodes de mesures permettant de faciliter le contrôle d'un statomixte refroidi par son combustible. Ils ont apporté, par des comparaisons expérimental-numérique, la compréhension des phénomènes physiques et chimiques qui pilotent la décomposition d'un carburant dans un circuit régénératif et ont permis de développer des méthodes pour caractériser en ligne et en temps réel les produits issus de la pyrolyse du carburant avant leur injection. Cependant, ils n'ont pas permis d'aborder le couplage très fort des phénomènes en jeu, notamment celui qui apparaît entre la combustion et la décomposition du carburant.

Cette problématique a fait l'objet plus tard de quelques études, numériques, réalisées au sein du laboratoire PRISME à Bourges, qui ont quand même permis de progresser dans la compréhension de ces couplages. **La présente étude s'inscrit dans la continuité de ces travaux de recherche. Elle vise, d'une part, à fournir les données expérimentales de compréhension du système complet par un dispositif spécifiquement adapté aux phénomènes couplés, et d'autre part, à quantifier la dynamique de ces phénomènes pour permettre de les intégrer dans une démarche simplifiée de modélisation en vue du développement d'un modèle global de comportement d'une chambre de combustion refroidie. Ce travail devra répondre aux questions suivantes :**

- Que valent quantitativement les temps caractéristiques des échanges de quantité de mouvement et des échanges thermiques ?
- Comment cela affecte-t-il la réponse et le retard à la réponse du système lorsqu'une sollicitation externe se produit ?

- Y-a-t-il une bijection entre le paramètre de commande principal, le débit de combustible, et certains paramètres de sortie pertinents ?
- Est-il possible de développer des relations semi-empiriques entre ce paramètre de commande et les plus importants paramètres de sortie ?
- En cas de changement de débit, quel temps faut-il pour passer d'un point de fonctionnement stable à un autre ?

Une approche fortement interdisciplinaire est proposée ici pour y répondre en alliant une démarche à la fois expérimentale et numérique.

2 Description du dispositif expérimental

2.1 Présentation générale

Le banc expérimental (figure 8) a pour objectif de permettre l'étude, en laboratoire, des phénomènes attendus sur un moteur refroidi par son propre combustible. Des contraintes technologiques ne permettant pas de reproduire les mêmes conditions qu'un superstatoréacteur, des similitudes ont été choisies pour se rapprocher au mieux des conditions réelles de fonctionnement.

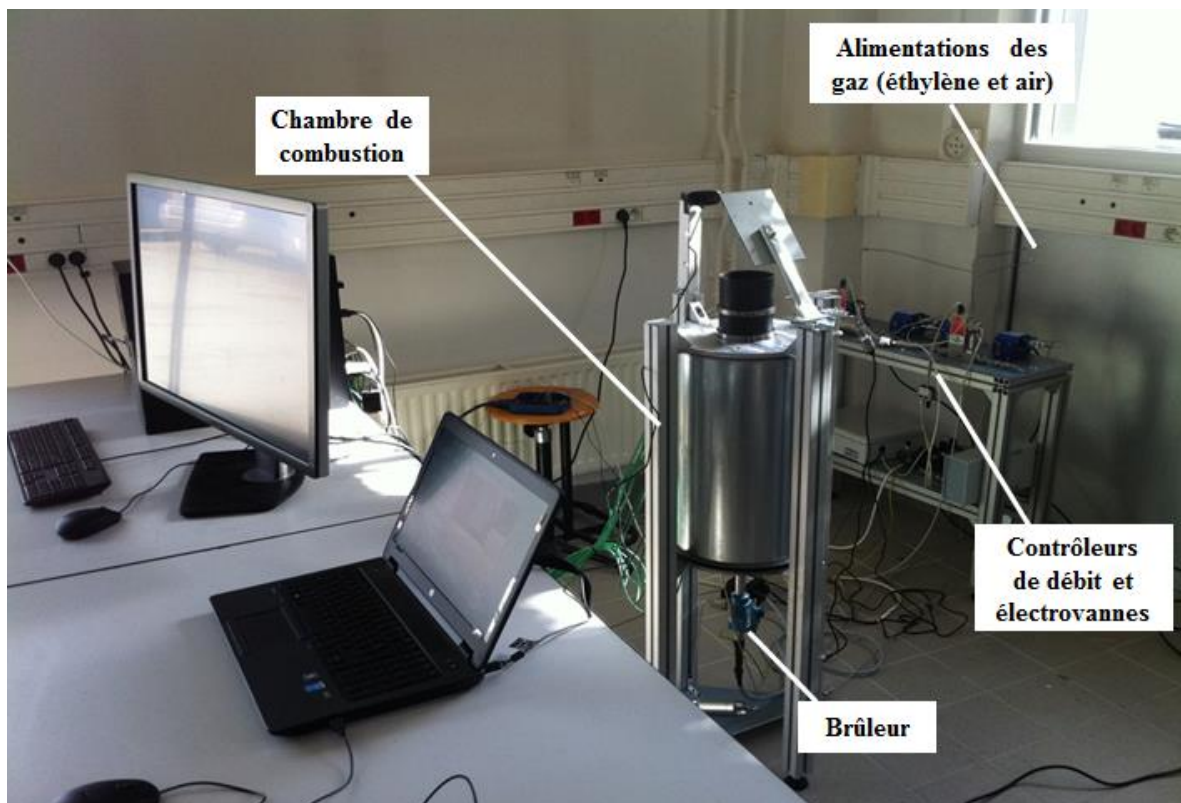


Figure 8. Image de l'installation expérimentale

Ce paragraphe présente un bref aperçu général de ce dispositif expérimental, dont les éléments seront détaillés un à un dans les paragraphes suivants.

Le schéma de l'installation expérimentale est donné par la figure 9. Le carburant et le comburant utilisés pour réaliser les tests, respectivement de l'éthylène et de l'air, sont prélevés de deux bouteilles stockées dans une armoire placée à l'extérieur du laboratoire⁹.

⁹ L'éthylène et l'air utilisés pour les expériences sont prélevés de deux bouteilles de 50 litres stockées dans une armoire placée à l'extérieur du laboratoire. L'éthylène a été fourni par Air Liquide (type N25, composition en annexe A.1), l'air par le même fournisseur (type ALPHAGAZ 1 Air, composition en annexe A.1).

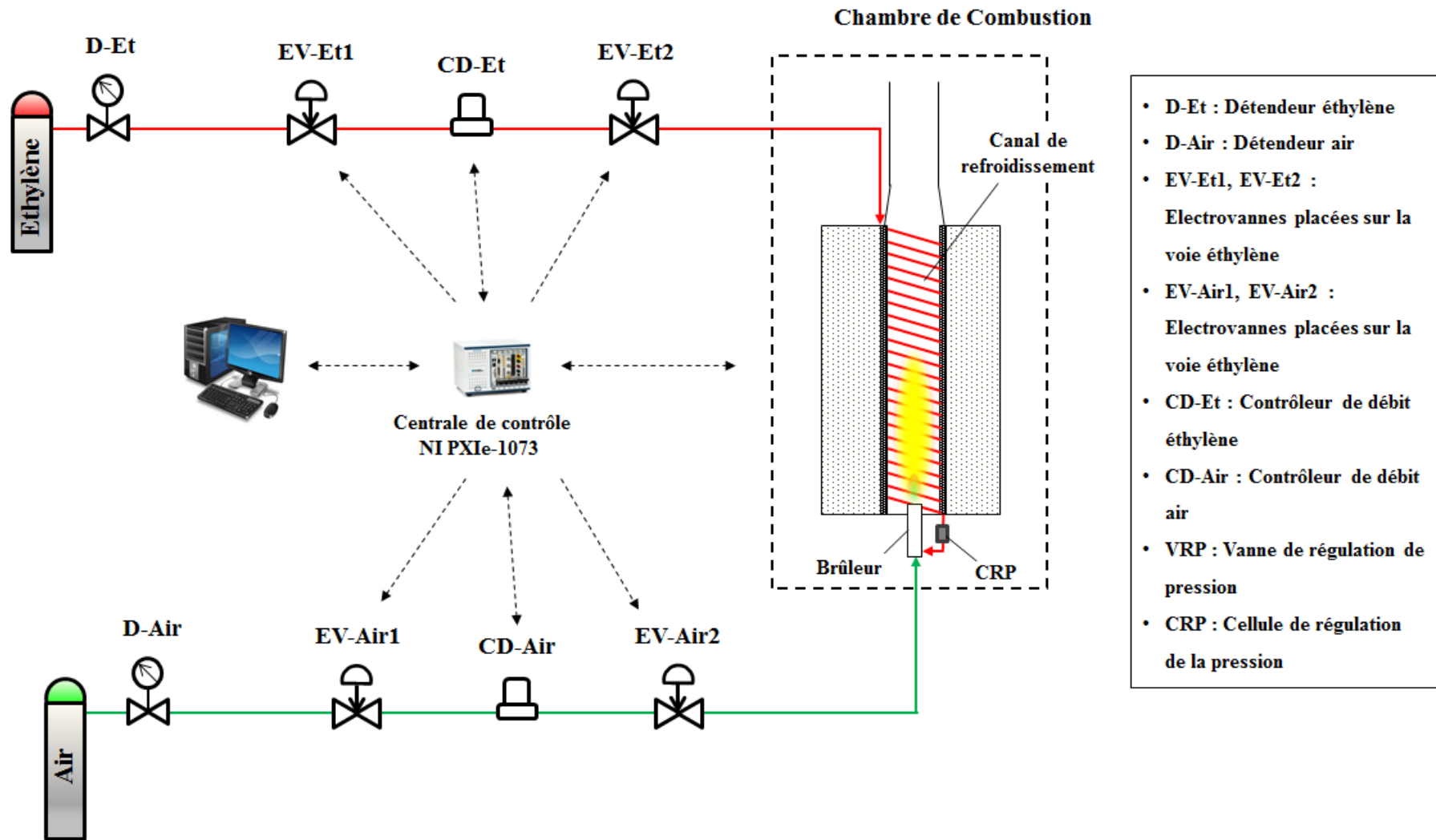


Figure 9. Schéma de l'installation expérimentale

Les deux fluides, à l'état gazeux, sont alimentés à la chambre de combustion par des tubes en acier inoxydable. Le débit d'éthylène et le débit d'air sont réglés par des contrôleurs de débit afin de respecter la richesse voulue au cours d'un essai. Ceux-ci mesurent aussi les températures de ces fluides. Quatre électrovannes, dont deux situées sur la voie carburant et deux situées sur la voie comburant, pilotées en tout ou rien, autorisent ou non l'acheminement des deux gaz vers la chambre¹⁰.

La chambre de combustion, axisymétrique, a un diamètre interne 10 cm. Un tube en acier long de 45 m enroulé en spirale, le « canal de refroidissement », est inséré de manière annulaire à l'intérieur de celle-ci. Ce tube, placé à la périphérie de la flamme et en contact avec sa paroi interne, permet le chauffage de l'éthylène alimenté avant son injection dans le brûleur. Le combustible peut ainsi se chauffer et éventuellement se décomposer en absorbant une partie du flux thermique généré par sa propre combustion. Cela reprend le concept de refroidissement régénératif détaillé au chapitre 1.

Le brûleur est situé en partie inférieure de la chambre de combustion pour permettre l'évacuation des gaz brûlés par gravité.

Le dispositif expérimental peut être contrôlé grâce à deux applications qui ont été intégralement développées avec le logiciel LabVIEW (voir section 2.6). La première, dite « Gestionnaire de la chambre de combustion », permet de piloter le banc (allumer la flamme, modifier les débits d'éthylène et d'air, ouvrir et fermer les électrovannes) alors que la seconde, dite « Contrôleur de la chambre de combustion », permet d'enregistrer les données produites par les instruments de mesure dont le banc est équipé. Ces données-ci sont recueillies sur ordinateur et traitées ultérieurement par l'opérateur.

Il est à noter qu'à la différence d'un statoréacteur et d'un superstatoréacteur réels, la combustion dans ce dispositif expérimental est toujours réalisée, pour des raisons de sécurité, à la pression ambiante. La vitesse d'écoulement des gaz brûlés dans la chambre de combustion est subsonique.

La description détaillée des éléments du banc sera abordée dans le paragraphe 2.3, où il sera également fait état des calculs de prédimensionnement de la chambre de combustion et des similitudes qui ont été choisies. Avant cela, dans le paragraphe 2.2 les choix du combustible et du comburant sont justifiés.

¹⁰ La redondance de certains éléments s'explique par des raisons de sûreté.

2.2 Les choix du combustible et du comburant

2.2.1 Le choix du combustible

Après un travail préliminaire de recherche bibliographique, le choix a été fait d'utiliser, pour la réalisation de l'étude expérimentale, un combustible gazeux, l'éthylène.

Au début de ce travail de thèse, il avait été envisagé de réaliser les expériences avec le n-dodécane, un carburant qui représente bien ceux utilisés dans les applications aérospatiales (24) (40). L'utilisation de cet hydrocarbure, liquide à la température ambiante et à la pression atmosphérique, présentait plusieurs avantages. D'abord, il avait déjà fait l'objet de nombreux travaux de recherche qui avaient étudié l'influence de paramètres tels que la pression, la température, le temps de séjour et la géométrie du canal de refroidissement sur sa décomposition thermique (40) (64) (65) (66). En outre, un modèle cinétique de sa pyrolyse, validé par des travaux qui avaient fait l'objet de plusieurs publications, était disponible (24).

Même si le choix de ce combustible faciliterait la conception et le prédimensionnement du dispositif expérimental, après une étude bibliographique approfondie son utilisation a été écartée. En effet, la décomposition thermique de n'importe quel hydrocarbure s'accompagne de la formation d'un dépôt carboné et ce phénomène est particulièrement accentué si l'hydrocarbure est liquide (20). Or, au vue des conditions prévues pour la réalisation des expériences, l'utilisation du n-dodécane entraînerait l'obstruction du canal refroidissement par le coke formé par sa pyrolyse en quelques minutes ; ce qui empêcherait la mise en place d'essais de durée supérieure à quelques dizaines de minutes.

La réalisation de tests de durées beaucoup plus importantes étant envisagée, le choix a été ainsi fait d'écarter l'emploi de cet hydrocarbure tout comme celui de n'importe quel autre hydrocarbure liquide au profit d'un hydrocarbure gazeux¹¹.

La décision ayant été prise d'utiliser un hydrocarbure gazeux, trois gaz carbonés ont été pesés, spécifiquement le méthane, l'éthane et l'éthylène. Parmi ces trois gaz, le méthane est celui qui montre la plus faible tendance à former un dépôt carboné, l'éthane étant celui qui montre la plus grande. En revanche, l'éthane est, de ces trois hydrocarbures, celui dont la

¹¹ Par ailleurs, le comportement complexe du n-dodécane, injecté liquide dans le canal puis supercritique au-delà de 18,2 bar et 658,8 K avant de se dégrader et éventuellement de reformer un mélange multi-espèces et multiphasique selon les conditions opératoires, ne permettait pas une approche simple à l'étude de la phénoménologie du système.

décomposition se produit à la température la plus faible, le méthane étant celui dont la pyrolyse nécessite la température la plus élevée (67) (68) (69).

Le choix s'est enfin porté sur l'éthylène, car cet hydrocarbure insaturé est l'un des produits principaux de la pyrolyse du jet-A1, l'un des plus répandus parmi les carburants utilisés pour l'aviation. Son utilisation permet donc de proposer une étude qui reprend les verrous scientifiques et technologiques des conditions réelles. L'analyse de la dynamique du couplage combustion-pyrolyse et de ses effets en termes de contrôle moteur étant l'objectif principal de ce travail de thèse, le choix de ce carburant apparaît justifié¹².

La décomposition à haute température de l'éthylène a fait l'objet de nombreuses études. Towell *et al.* (69) ont étudié expérimentalement la décomposition thermique de l'éthylène, de l'éthane et de l'acétylène. Cette étude a été réalisée en alimentant un réacteur tubulaire par un mélange composé d'éthylène et d'azote, avec une fraction d'éthylène variable et toujours inférieure à 2 %.

Quel que soit l'expérience, les températures mesurées en entrée et en sortie de réacteur sont toujours respectivement d'environ 400 °C et d'environ 500 °C. Le profil de température dans le réacteur se caractérisant par un maximum, la température maximale est comprise, selon les conditions de test, entre 1000 et 1400 °C. La pression du mélange réactif étant toujours proche de celle atmosphérique, des temps de séjour compris entre quelques millisecondes et quelques dizaines de millisecondes ont été obtenus en faisant varier le débit qui alimente le réacteur.

Selon les conditions opératoires, des taux de conversion d'éthylène compris entre 5 et 50 % ont été obtenus. Les produits majoritairement formés sont l'hydrogène, le méthane, l'éthane, l'acétylène et le 1,3 butadiène.

Cette étude montre que le taux de décomposition de l'hydrocarbure alimenté est d'autant plus important que la température moyenne atteinte par le mélange réactif est élevée. Lorsque ce taux de conversion dépasse 10 %, des composés aromatiques, parmi lesquels le benzène est majoritaire, apparaissent, alors que la formation d'un dépôt carboné n'est observée que si ce taux monte au-delà de 20 %. L'effet du temps de séjour sur la composition du mélange sortant du réacteur est lui aussi analysé. Certains produits, tels que l'hydrogène et le méthane, voient

¹² L'éthylène (ou éthène) est un hydrocarbure insaturé à deux atomes de carbone, de formule C_2H_4 , ou plus précisément $CH_2=CH_2$, avec une double liaison entre les deux atomes de carbone. Sa température et sa pression critique sont respectivement 282,2 K et 50,4 bars. Son enthalpie de combustion est de - 47,2 MJ.kg⁻¹ (75). Cet hydrocarbure, produit surtout par craquage de dérivés du pétrole, est l'un des réactifs les plus utilisés dans la pétrochimie. Il est notamment utilisé pour la fabrication de plastiques, emballages, médicaments, mais il existe également d'autres applications très variées.

leurs fractions molaires augmenter en fonction de celui-ci alors que les concentrations d'autres espèces comme l'acétylène et le 1,3 butadiène, présentent un maximum.

A l'issue de ce travail, les auteurs ont établi un modèle cinétique simplifié de la décomposition de l'éthylène, se constituant des réactions élémentaires ayant une cinétique d'ordre 1 ou 2.

Dagaut *et al.* (70) ont eux aussi étudié la décomposition thermique de l'éthylène. Les conditions de leur étude sont, tant en termes de température et de pression qu'en termes de configurations réactionnelles, différentes de celles de l'étude menée par Towell et ses collègues.

Dans le travail de Dagaut et son équipe, ayant pour objectif le développement d'un mécanisme cinétique permettant de modéliser en même temps l'oxydation et la pyrolyse de l'éthylène, des tests ont été réalisés en utilisant un tube de choc alors que d'autres tests ont été réalisés en utilisant un réacteur agité. Les expériences concernant spécifiquement l'étude de la décomposition de l'hydrocarbure ont été menées sur une plage de températures de 1700 à 2200 K et pour une gamme de pressions allant de 2 à 6 bar.

Les temps de séjour mesurés au cours des essais sont très variés. Ils sont compris entre quelques ms et quelques secondes. A l'issue de ce travail, les auteurs ont proposé un modèle cinétique de l'oxydation et la décomposition de l'éthylène, se constituant de 191 réactions.

Un autre travail intéressant sur la pyrolyse de cet hydrocarbure a été réalisé par Murphy *et al.* (71), qui ont étudié la décomposition thermique de certains hydrocarbures gazeux qui sont utilisés pour la mise en œuvre d'un procédé, connu sous le nom de Chemical Vapor Deposition (CVD), en vue de la fabrication de graphène, un matériau solide constitué de carbone. Ce procédé permet de produire ce matériau en faisant décomposer un gaz carboné chauffé à haute température sur une surface métallique ayant des propriétés catalytiques.

Au cours de cette étude, des tests ont été réalisés en faisant circuler un courant se constituant d'éthylène et d'hélium (avec une fraction molaire de l'hydrocarbure inférieure à 2,5 %) à travers un réacteur tubulaire en acier de 30 cm de longueur. La paroi du réacteur étant chauffée à l'aide d'un élément chauffant électrique, la décomposition de l'éthylène a été réalisée sur des plages de température de 1050 à 1450 K et de pression de 0,02 à 0,15 bar.

Le taux de décomposition de l'éthylène obtenu au cours de ces expériences étant d'autant plus élevé que la température atteinte par le mélange réactif est grande, des taux de conversion compris entre 5 % et 95 % ont été obtenus. Les produits majoritairement formés sont l'hydrogène, le méthane, l'éthane et l'acétylène.

La formation de composés aromatiques a été également observée, leurs concentrations à la sortie du réacteur étant une fonction croissante de la concentration d'acétylène. La formation d'un dépôt carboné n'a été observée que lorsque la température atteinte par le fluide réactif a dépassé 1100 K.

Ce travail, qui met en comparaison l'éthylène avec d'autres gaz carbonés, notamment le méthane et l'éthane, confirme que, pour les mêmes conditions opératoires, la décomposition de l'éthylène débute à une température inférieure à celle du méthane et supérieure à celle de l'éthane.

2.2.2 Le choix du comburant

Après un travail préliminaire de recherche bibliographique, le choix a été fait d'utiliser l'air comme comburant.

Au début de ce travail de thèse, la possibilité de réaliser une combustion enrichie en oxygène, soit en utilisant comme comburant un mélange d'azote et d'oxygène avec une concentration de celui-ci au-delà de celle de l'air ambiant, a été pesée. En effet, en augmentant la concentration d'oxygène dans le comburant la température de la flamme augmente et en conséquence les transferts thermiques s'améliorent, ce qui rend le processus de combustion globalement plus efficace (72) (73) (74).

Néanmoins, en raison des risques associés à ce type de combustion (notamment en termes d'augmentation des flux thermiques auxquels les structures constituant la chambre de combustion seraient exposées) et de considérations économiques (nécessité de s'approvisionner en oxygène pur, beaucoup plus coûteux que l'air), le choix s'est finalement porté sur l'air.

L'utilisation de ce comburant a permis d'atteindre les objectifs de l'étude expérimentale à un coût raisonnable.

2.3 Présentation des éléments constitutifs du dispositif expérimental

Les éléments constituant le banc de test sont présentés dans ce qui suit.

2.3.1 La chambre de combustion

2.3.1.1 Description

La chambre de combustion est l'un des éléments principaux de l'installation expérimentale. Son schéma de principe est représenté dans la figure 10.

La chambre se compose de deux tuyaux coaxiaux en acier inoxydable 316L, un interne de 10 cm de diamètre et un externe de 30 cm de diamètre, les deux ayant une épaisseur de 2 mm et une hauteur de 50 cm. Ces deux tuyaux sont séparés par un isolant ayant une conductivité thermique très faible (environ $0,27 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ à 1200 K, la conductivité thermique d'un acier inoxydable à la même température étant de deux à trois ordres de grandeur plus importante (75)).

Cet isolant, se constituant de fibres céramiques étirées à base de zircon, de silice et d'alumine, est fabriqué par l'industriel Unifrax France qui en garantit sa tenue en température jusqu'à 1700 K. Il permet de réduire la montée en température de la paroi externe de la chambre de combustion et, en conséquence, les échanges thermiques entre la surface extérieure de la chambre et l'air l'entourant. Le tuyau interne est surmonté par un conduit d'évacuation qui canalise les gaz issus de la combustion vers une hotte qui en permet l'évacuation à l'extérieur.

Le principe de fonctionnement de cette chambre a été déjà introduit (cf. 2.1). Avant d'être alimenté au brûleur, le combustible circule dans un tube annulaire en acier inoxydable 316L de diamètre externe 1/8" et de diamètre interne 0,055", le « canal de refroidissement ». L'écoulement du fluide dans ce canal a lieu du haut vers le bas, en contre-courant des gaz brûlés, ce qui permet de reproduire la même configuration d'échange thermique entre les gaz de combustion et le combustible-refroidisseur que le moteur de référence. Une fois sorti de ce tube, le carburant est injecté dans le brûleur, situé à la base de la chambre.

Les expériences étant menées afin d'étudier la dynamique du système couplé combustion-décomposition, cette chambre de combustion a été conçue de manière à assurer l'échauffement du combustible dans le canal de refroidissement jusqu'à des températures telles à en permettre sa décomposition thermique.

Le travail de conception et de prédimensionnement de la chambre sera détaillé dans le paragraphe suivant (cf. 2.3.1.2). La pyrolyse du carburant se produisant grâce au flux thermique généré par sa propre combustion, ce dispositif expérimental se montre parfaitement adapté aux nécessités de l'étude.

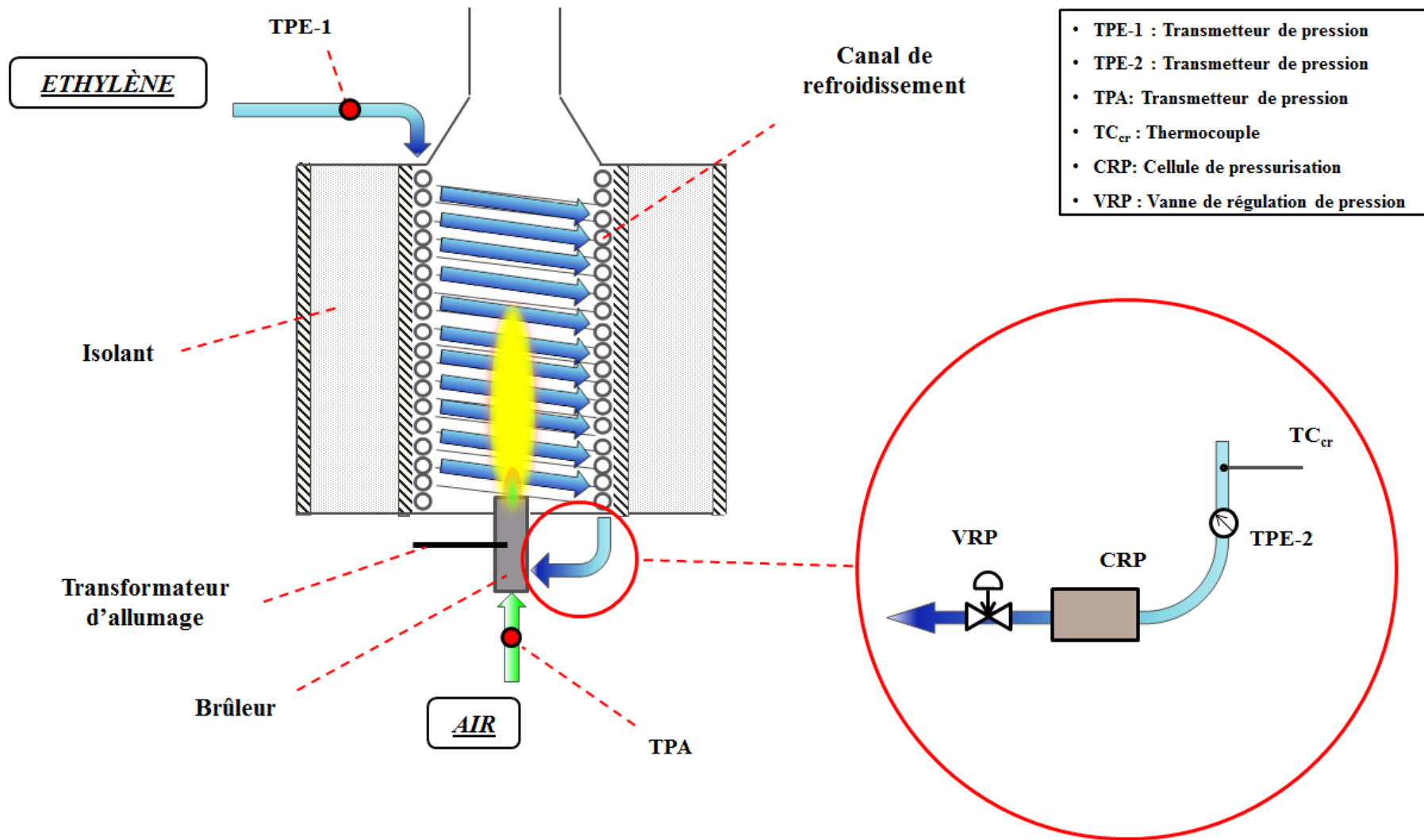


Figure 10. Schéma de la chambre de combustion

Puisque la décomposition thermique des hydrocarbures s'accompagne souvent de la formation d'un dépôt carboné, qui peut, sous certaines conditions, boucher le canal de refroidissement, la chambre de combustion a été conçue et assemblée de manière à rendre le montage et le démontage de celui-ci le plus aisé possible. Néanmoins, son remplacement nécessite trois à quatre journées de travail, notamment dû à la difficulté d'insérer le tube enroulé en forme de spirale dans le tuyau interne.

La chambre est équipée d'une rangée de 10 thermocouples (dont 9 type K, 1 type R) qui permettent de mesurer la température des gaz de combustion au cours des expériences. La figure 11 montre leurs emplacements.

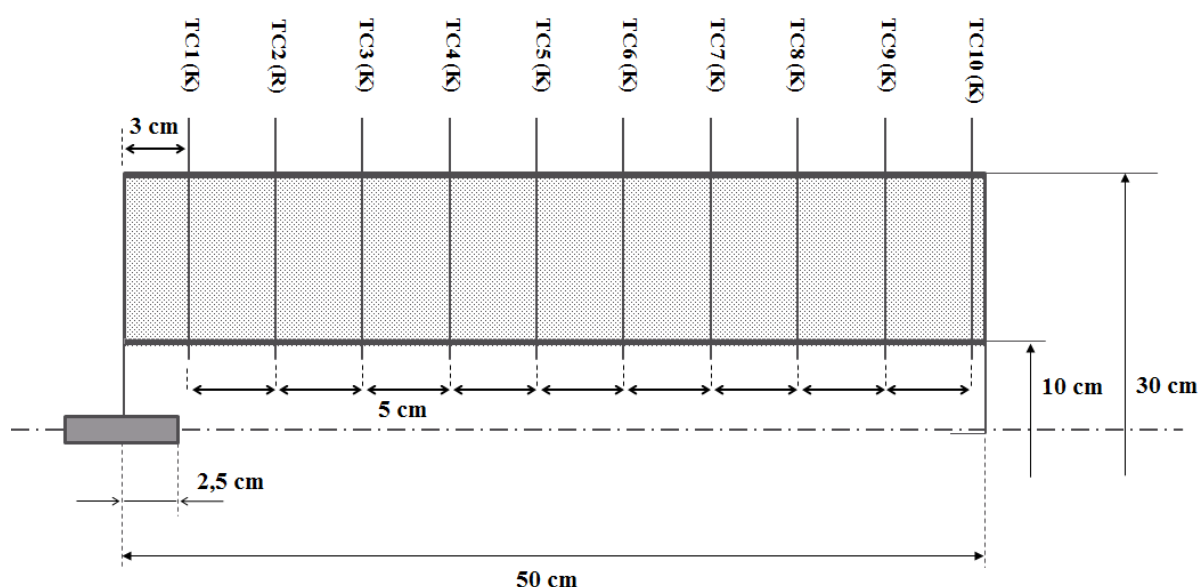


Figure 11. Schéma de la chambre montrant les dimensions principales et les emplacements des thermocouples utilisés pour mesurer la température des gaz de combustion

Il a été nécessaire, afin de les installer de manière à ne pas compromettre l'étanchéité, de créer des soutiens en acier qui ont été intégrés dans la structure de celle-ci.

Ces thermocouples sont disposés dans le tuyau interne et peuvent être déplacés de l'axe de ce tuyau à sa paroi, ce qui permet de réaliser des mesures de température dans la direction radiale à une hauteur donnée¹³.

¹³ Les thermocouples type K n'étant utilisés que pour effectuer des relevés de température, le thermocouple type R (le thermocouple TC2 de la figure 11), capable de tenir à une température beaucoup plus élevée, remplit également une autre tâche, car il est aussi utilisé pour détecter une éventuelle extinction non voulue de la flamme (cf. 2.4).

Un autre thermocouple, lui aussi type K, est placé à la sortie du canal de refroidissement de la chambre. Indiqué comme TC_{cr} dans la figure 10, il permet de mesurer la température atteinte par le combustible après avoir traversé le canal.

La chambre est également équipée de transmetteurs de pression pour mesurer la pression du carburant à son entrée dans le canal de refroidissement et à sa sortie de celui-ci (indiqués respectivement comme TPE-1 et TPE-2 dans la figure 10). Ces transmetteurs permettent de mesurer la chute de pression que le fluide subie dans le canal à spirale. La mesure de cette chute de pression revêt une grande importance car elle permet de détecter et monitorer la formation de dépôts carbonés dans ce canal. Un autre transmetteur de pression (cf. TPA dans la figure 10) est placé en amont du brûleur sur la voie air, afin de mesurer la pression du comburant avant son injection.

Quelques mois après la réalisation des premiers tests, la chambre de combustion étant déjà pleinement opérationnelle, deux modifications y ont été apportées.

D'abord, une vanne de réglage micrométrique a été installée à la sortie du canal de refroidissement de la chambre. Cette vanne (cf. VRP dans la figure 10) permet, en la fermant, de faire monter en pression le fluide refroidisseur, car la pression du carburant en point d'injection dans le brûleur est toujours proche de celle ambiante alors que celle à la bouteille qui contient l'éthylène est de plusieurs dizaines de bar. L'utilisation de cette vanne a également permis, au cours d'une expérience, d'étudier le comportement dynamique de la chambre suite à une variation brutale de la pression du combustible dans le canal de refroidissement.

Ensuite, une caméra a été installée au bout du conduit d'évacuation. Celle-ci (vidéo HP1080, 15 images par secondes) permet de filmer, à l'aide d'un petit miroir, la flamme tout au long des expériences.

Avant d'être injecté dans le brûleur le combustible chauffé circule dans une cellule horizontale contenant des disques poreux perméables, ce qui permet de récupérer des particules de coke qui peuvent se former au sein de l'écoulement réactif en cas de décomposition de l'hydrocarbure (cf. CRP dans la figure 10).

Les fonctionnements des principaux éléments de la chambre de combustion sont décrits de manière détaillée dans la suite de ce chapitre.

2.3.1.2 Conception et prédimensionnement

Le principe de fonctionnement de la chambre de combustion a été introduit dans le paragraphe 2.1.

Les expériences étant menées afin d'étudier la dynamique du système couplé combustion-décomposition, la chambre de combustion doit assurer l'échauffement du combustible dans le canal de refroidissement jusqu'à des températures telles à en permettre sa décomposition thermique. Le flux thermique généré par la flamme doit donc être suffisamment élevé pour compenser l'effet endothermique de la décomposition du carburant ; cela avec une dynamique d'échauffement suffisamment rapide, les temps de séjour dans le canal du fluide n'étant que de quelques secondes.

Les conditions de l'étude expérimentale devant être aussi proches que possible de celles attendues sur le moteur de référence, la conception de la chambre de combustion a été réalisée en tenant compte des similitudes listées ci-après :

1. Le profil de température du fluide le long du canal de refroidissement doit être aussi proche que possible de celui attendu sur le moteur de référence ;
2. Le charge thermique disponible par unité de masse de carburant circulant dans le canal de refroidissement doit être aussi voisine que possible de celle attendue sur le moteur de référence ;
3. Le temps de séjour du fluide dans le canal de refroidissement doit être aussi proche que possible de celui attendu sur le moteur de référence.

Après avoir fait un examen détaillé des différents types de tube disponibles dans le commerce, le choix a été fait d'utiliser un tube en acier inoxydable 316L pour fabriquer le canal de refroidissement. Le choix d'utiliser un tube en acier inoxydable s'explique par le fait que les propriétés physiques de ce matériau sont adaptées à la mise en place d'expériences de longue durée (plusieurs heures) dans des conditions contraignantes en termes de pression et température. L'utilisation d'autres types de matériaux, tel que le titane (qui, selon quelques études, favoriserait la pyrolyse des hydrocarbures tout en limitant la formation de coke (51)), a été également pensée. Pour des raisons économiques, le choix s'est finalement porté sur l'acier inoxydable 316L.

La décision de recourir à un tube de diamètre externe 1/8" (et de diamètre interne 0,055") s'explique, elle, par des raisons techniques. L'utilisation d'un tube en acier inoxydable 316L de

diamètre externe 1/4" a été écartée dès le début, dû à la difficulté de façonner un tube ayant un tel diamètre en spirale. L'utilisation d'un tube en acier inoxydable 316L de diamètre externe 1/16" faciliterait le montage et le démontage du canal de refroidissement. Cependant, la formation de dépôts carbonés dans un tel tube (dont le diamètre interne est de 0,035" maximum) entraînerait l'obstruction de celui-ci très rapidement et empêcherait la mise en place d'expériences suffisamment longues.

Le type de tube à utiliser pour la fabrication du canal de refroidissement étant ainsi choisi, le travail de conception et dimensionnement de la chambre a ensuite porté sur la définition des points suivants :

1. Débit de carburant ;
2. Longueur du canal de refroidissement ;
3. Temps de séjour du combustible-refroidisseur dans le canal de refroidissement ;
4. Diamètre interne de la chambre de combustion ;
5. Richesse de la combustion.

Les paramètres qui ont fait l'objet de cette étude ne sont pas indépendants. La section de passage du carburant ayant été définie (1,3 mm), le débit, la longueur du canal de refroidissement et le temps de séjour du fluide dans celui-ci sont directement liés. De plus, même si indirectement, ces trois paramètres-ci sont également liés au diamètre interne de la chambre et à la richesse de la combustion.

En effet, une fois le débit de carburant défini, le diamètre interne de la chambre et la richesse affectent la densité de flux thermique échangée entre les gaz de combustion et le combustible qui circule dans le canal de refroidissement. Or, la température que ce combustible atteint en impacte fortement la masse volumique qui, à son tour, en affecte le temps de séjour dans ce canal.

La température maximale atteinte par le carburant et la température maximale atteinte par la paroi du canal de refroidissement sont deux des paramètres les plus importants pour la conception de la chambre. Celle-ci doit être dimensionnée de manière à pouvoir permettre l'échauffement de ce carburant jusqu'à une température telle à en permettre sa décomposition thermique (environ 950 K) tout en respectant la consigne de ne pas dépasser en paroi de canal une température limite compatible avec la résistance en température du matériau qui le constitue (environ 1400 K, selon des données trouvées dans la littérature (76) (77)).

Ce travail de conception et dimensionnement a impliqué trois types de calcul, respectivement un calcul numérique paramétrique CFD réalisé à l'aide du logiciel Fluent, un calcul numérique paramétrique réalisé à l'aide du logiciel Cantera et un calcul analytique paramétrique réalisé à l'aide du logiciel Excel.

Le calcul paramétrique CFD réalisé à l'aide du logiciel commercial Fluent a été mené en configuration 2D axisymétrique. La géométrie utilisée, simplifiée par rapport à la chambre réelle, est donnée dans la figure 12. Elle a été implémentée sous Fluent en utilisant le logiciel Gambit.

Le mélange réactif, composé d'éthylène et d'air, est alimenté en chambre à 300 K par une entrée de 2 cm de diamètre. La combustion a lieu à la pression atmosphérique. La paroi intérieure de la chambre est refroidie par circulation d'éthylène en périphérie, en double peau en contre-courant des gaz de combustion.

Les cas d'études ont été les suivants :

1. Débit massique de combustible alimenté en périphérie de la chambre de combustion (indiqué comme \dot{m}_c en figure 12) égal à 1 g.s^{-1} ;
2. Diamètres internes de la chambre de combustion : 8 cm, 10 cm, 12 cm ;
3. Richesses de la combustion : 0,8, 0,9, 1,0.

Ce calcul (qui a fait l'objet d'une publication (43), présentée en annexe A.2) a montré qu'un diamètre interne de 10 cm permettait d'atteindre les deux objectifs (voir figure 13 et 14).

Afin de définir la longueur optimale du canal de refroidissement, c'est-à-dire une longueur telle à permettre, au vu de la température et de la pression attendues pour le combustible-refroidisseur, la pyrolyse de celui-ci, un calcul cinétique paramétrique a été réalisé à l'aide du logiciel commercial Cantera.

Pour réaliser ce calcul, un mécanisme réactionnel d'oxydation et de pyrolyse de l'éthylène mis au point par Dagaut et al. (70) a été utilisé. Ce mécanisme a été implémenté dans un modèle de calcul zéro-dimensionnel (0D).

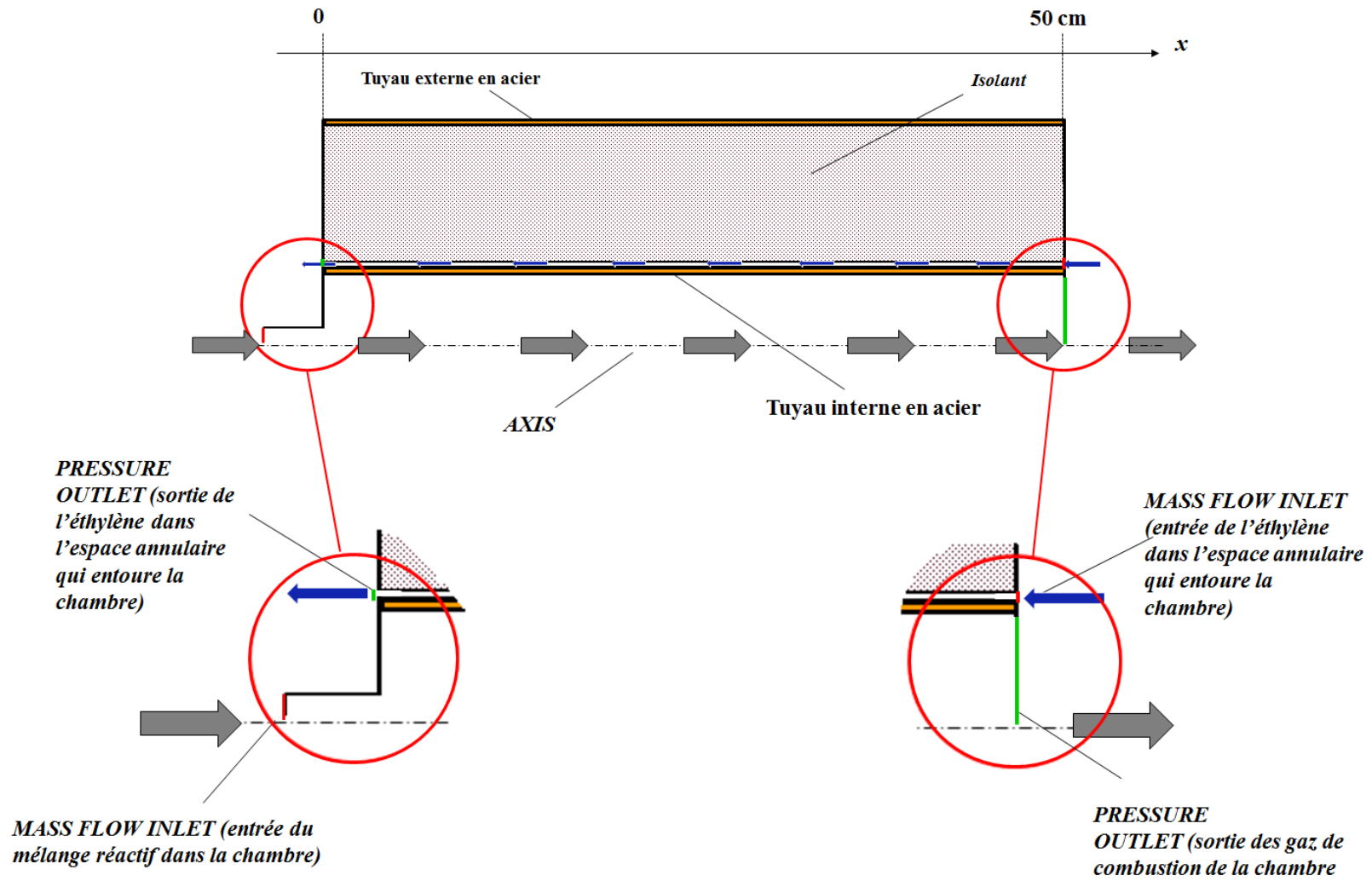


Figure 12. Géométrie utilisée pour faire le calcul paramétrique réalisé avec le logiciel Fluent.

Ces simulations cinétiques (détaillées en annexe A.3) ont été faites sous l'hypothèse que la température et la pression du carburant qui pyrolyse soient constantes. Une fois la température et la pression définies, la décomposition thermique de l'hydrocarbure est commandée par son temps d'exposition au flux thermique produit par les gaz de combustion. Ce temps-ci est lié, à travers le débit de carburant et la section de passage du canal, à la longueur de celui-ci.

Les cas d'études ont été les suivants :

1. Temps d'exposition au flux thermique produit par les gaz brûlés égal à 30 s ;
2. Températures : 800 K, 850 K, 900 K, 950 K, 1000 K ;
3. Pressions : 1 bar, 4 bar, 8 bar.

La décomposition de l'hydrocarbure en fonction du temps est observée pour des températures supérieures à 850 K. Le taux de pyrolyse de l'éthylène est d'autant plus important que sa température et sa pression sont élevées, la dépendance de la température étant beaucoup plus grande que celle de la pression (voir figure 15 et figure 16).

Ces simulations permettent également d'observer qu'en aucun des cas d'étude analysés le système réactionnel n'atteint une condition d'équilibre thermodynamique.

En utilisant les profils de masse volumique du combustible-refroidisseur en fonction du temps que les calculs permettent d'obtenir, il est possible d'estimer un temps de séjour du fluide dans le canal de refroidissement en fonction de longueur de celui-ci pour un débit de carburant donné. Or, selon les valeurs de la température et de la pression, si un canal long de 45 m est considéré (longueur maximale compatible avec une chambre de combustion ayant un diamètre interne de 10 cm et haute de 50 cm), pour un débit de combustible-refroidisseur de $0,1 \text{ g}\cdot\text{s}^{-1}$ ces temps sont compris entre quelques dixièmes de secondes et quelques secondes (figure 17 et figure 18).

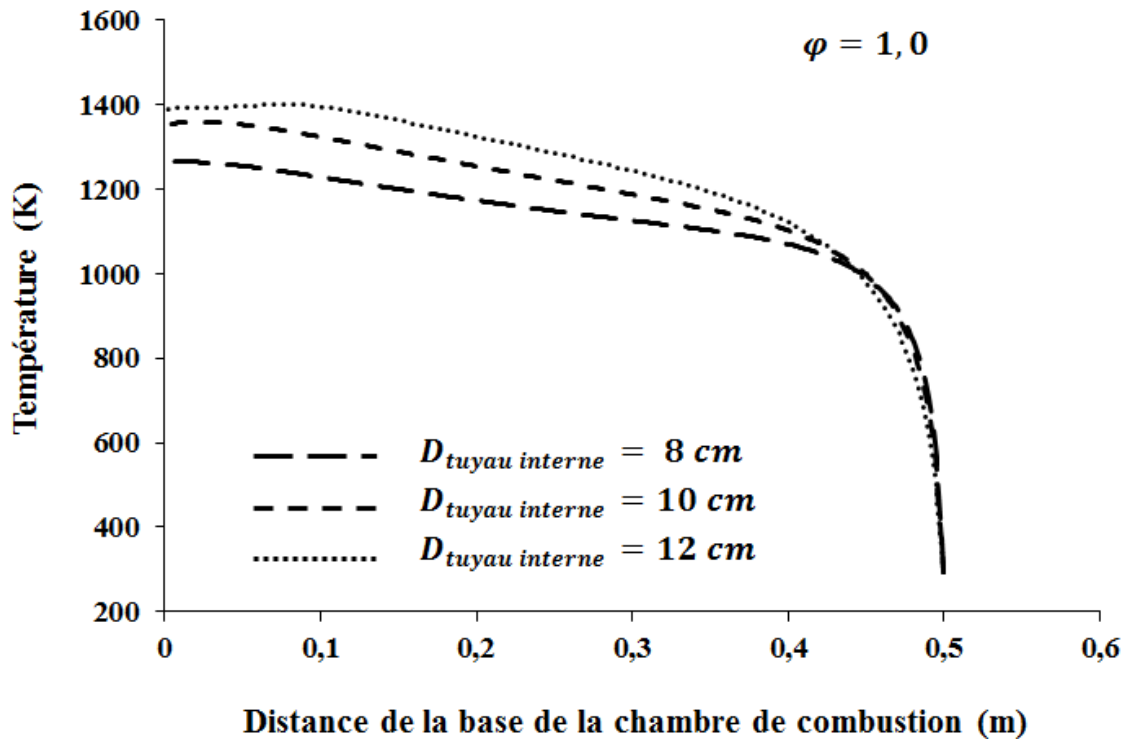


Figure 13. Variation de la température du combustible pour une richesse $\varphi=1,0$ et pour trois valeurs du diamètre interne de la chambre de combustion, respectivement 8, 10 et 12 cm, en fonction de la distance de la base de celle-ci selon l'axe x (figure 12)

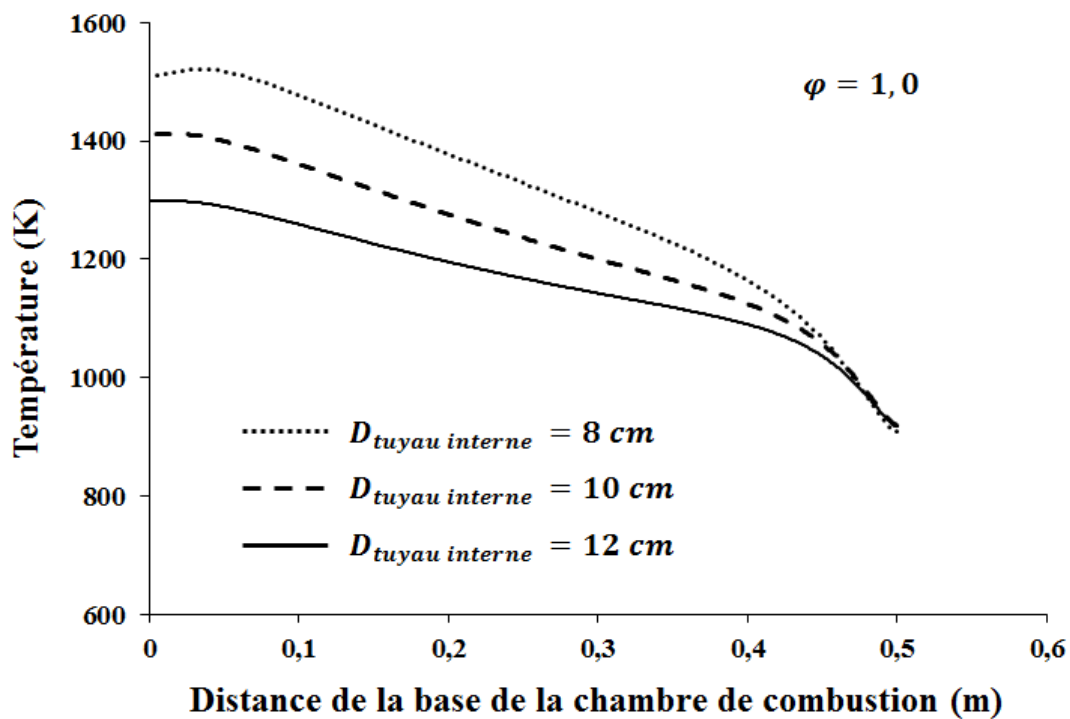


Figure 14. Variation de la température de la surface interne de la paroi de la chambre de combustion pour une richesse $\varphi=1,0$ et pour trois valeurs du diamètre interne respectivement 8, 10 et 12 cm en fonction de la distance de la base de celle-ci selon l'axe x (figure 12)

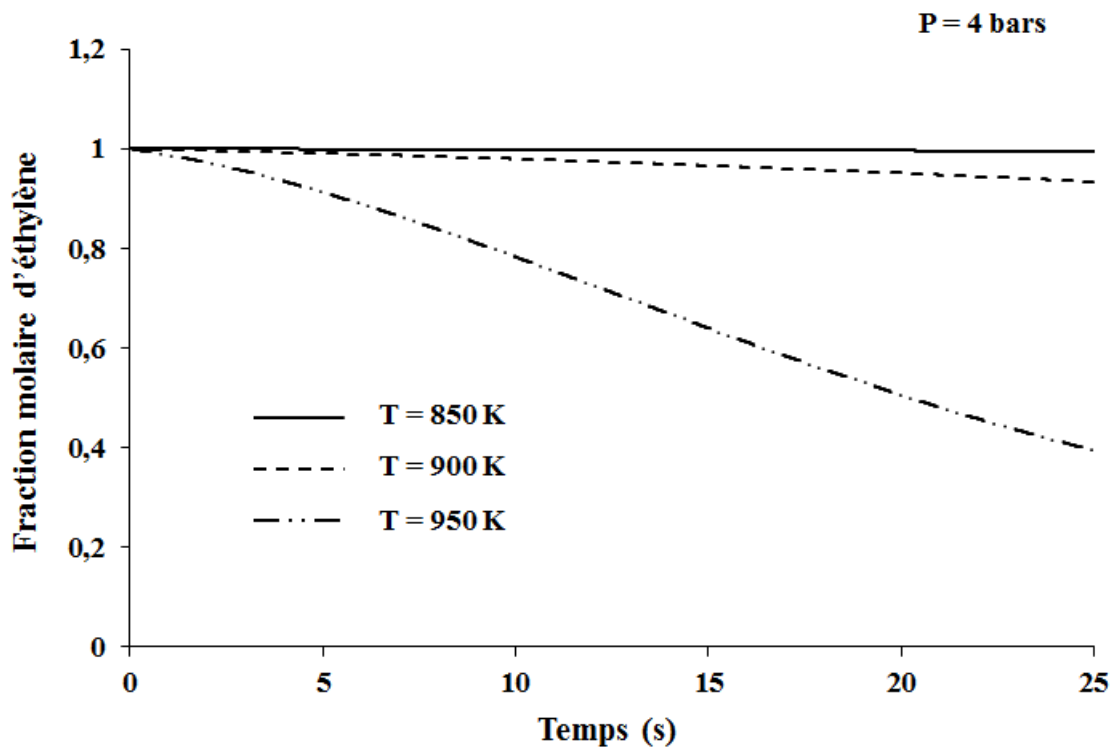


Figure 15. Décomposition de l'éthylène en fonction du temps à une pression de 4 bar pour trois valeurs de température (850 K, 900 K et 950 K)

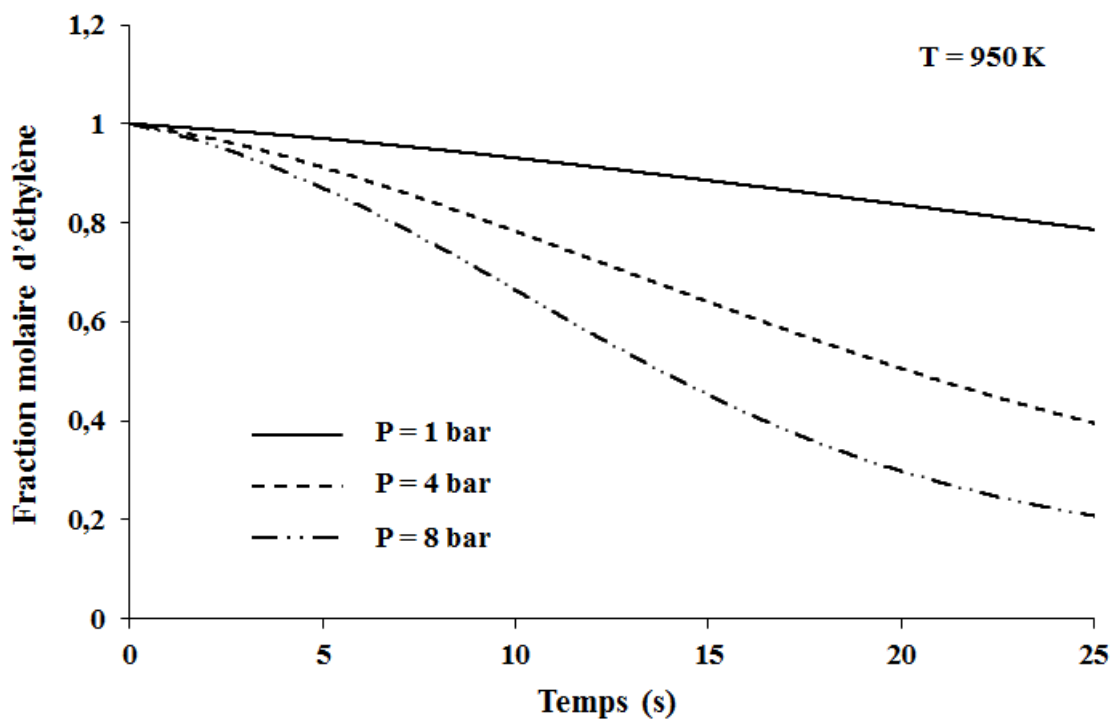


Figure 16. Décomposition de l'éthylène en fonction du temps à une température de 950 K pour trois valeurs de pression (1 bar, 4 bar et 8 bar)

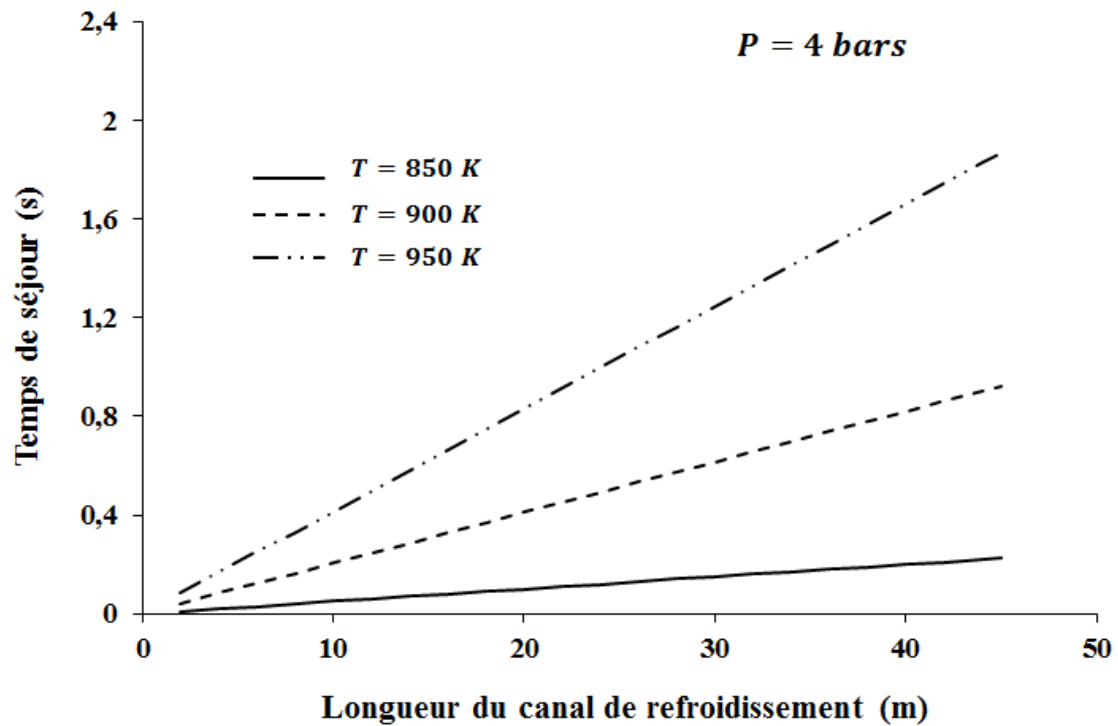


Figure 17. Temps de séjour du carburant dans le canal de refroidissement en fonction de la longueur de celui-ci à une pression de 4 bar pour trois valeurs de température (850 K, 900 K et 950 K) et un débit de combustible de $0,1 \text{ g.s}^{-1}$

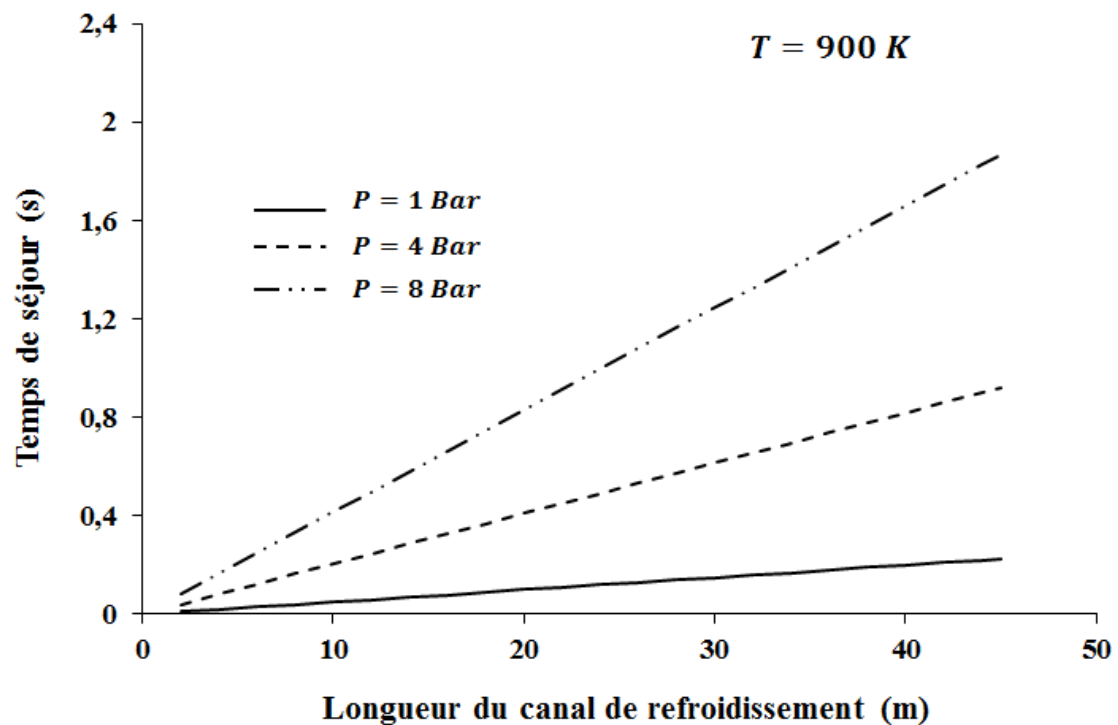


Figure 18. Temps de séjour du carburant dans le canal de refroidissement en fonction de la longueur de celui-ci à une température de 900 K pour trois valeurs de pression (1 bar, 4 bar et 8 bar) et un débit de combustible de $0,1 \text{ g.s}^{-1}$

Un calcul thermique paramétrique analytique a été ensuite réalisé à l'aide du logiciel commercial Excel. L'étude, qui porte sur un bilan thermique, a été menée en considérant comme carburant le dodécane. Elle a eu pour objectif de déterminer l'effet d'une variation de débit de carburant sur l'échauffement du carburant circulant en périphérie de la chambre. L'effet endothermique dû à la pyrolyse du combustible a été pris en considération

Ce calcul a fait l'objet d'une communication orale dans une conférence internationale (78) et d'une partie de la publication (43) (présentée en annexe A.2). La configuration d'étude, qui consiste elle aussi en une chambre de combustion axisymétrique, est schématisée dans la figure 19.

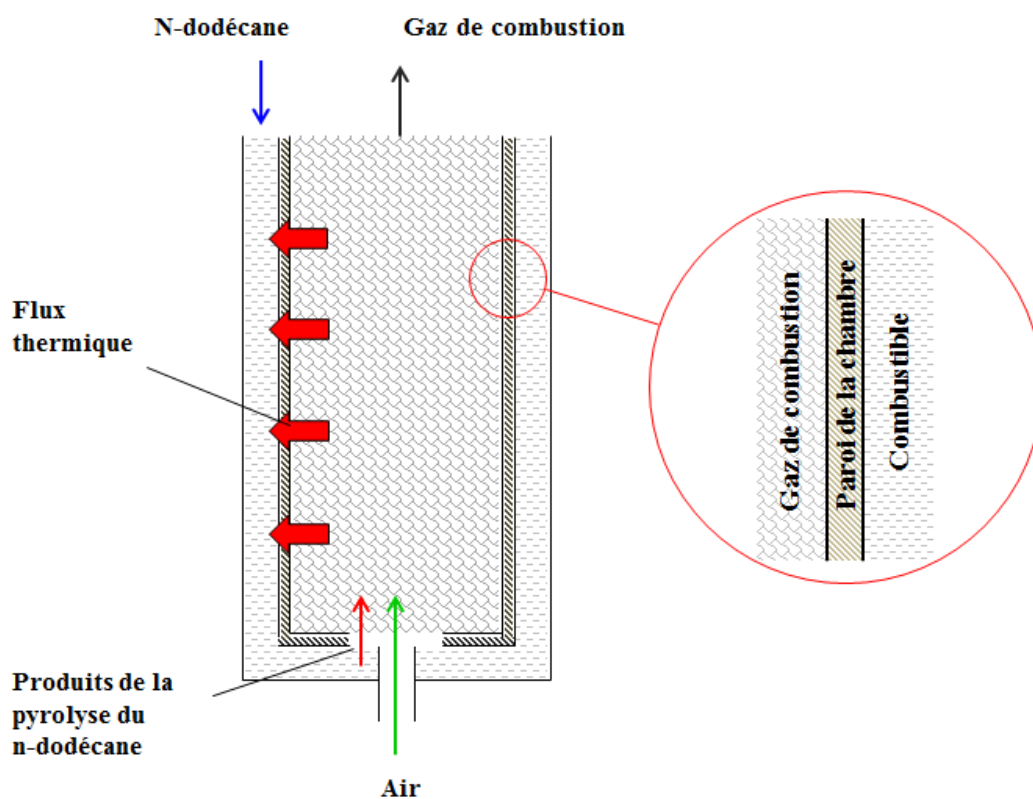


Figure 19. Géométrie utilisée pour faire le calcul thermique paramétrique analytique réalisé avec le logiciel commercial Excel

Tout comme dans le cas des simulations Fluent qui ont été introduites auparavant, la paroi de la chambre de combustion est refroidie par circulation du refroidisseur en double peau en contre-courant des gaz de combustion. Les transferts de chaleur entre le gaz de combustion et cette paroi et entre celle-ci et le combustible refroidisseur sont supposés avoir lieu par convection, alors que le transfert thermique dans la paroi est supposé avoir lieu par conduction.

Cette étude a montré que, une fois la richesse de la combustion définie, une augmentation du débit de carburant entraînerait une augmentation de la température atteinte par le fluide refroidisseur alimenté dans la chambre. Cela se produit car l'augmentation du flux thermique entre les gaz brûlés et la paroi interne de la chambre primerait sur l'augmentation du débit de fluide refroidisseur. Au-delà des considérations technologiques de dimensionnement du banc d'essai, ces résultats sont intéressants car ils montrent que l'effet combustible est supérieur à celui refroidisseur du fluide car l'endothermicité de la pyrolyse et la chaleur sensible absorbée par celui-ci ne suffisent pas à absorber la totalité du flux thermique de combustion.

Ce travail de conception et prédimensionnement a abouti à la conception et à la fabrication de la chambre de combustion décrite dans la section précédente (cf. 2.3.2.1). Le calcul paramétrique CFD réalisé à l'aide de Fluent ayant montré qu'un diamètre interne de celle-ci de 10 cm permettrait l'échauffement du fluide jusqu'à une température suffisamment élevée pour en permettre sa décomposition, la décision a été prise de créer une chambre avec un tel diamètre.

Ainsi qu'il a été observé précédemment dans cette même section, cette approche permet également de respecter la consigne de ne pas dépasser sur la surface externe du canal de refroidissement et sur celle interne de la chambre de combustion une température limite compatible avec la résistance en température du matériau choisi pour les réaliser, l'acier inoxydable 316L. Afin de maximiser le temps d'exposition du fluide refroidisseur au flux thermique mis en jeu par sa propre combustion, le choix a été fait d'équiper la chambre avec un canal de refroidissement ayant une longueur de 45 m¹⁴.

Ces choix permettent de respecter les similitudes à considérées pour que les conditions de l'étude expérimentale soit aussi proches que possible de celles attendues sur le moteur de référence :

1. La comparaison du profil de température du combustible-refroidisseur obtenu avec les calculs de prédimensionnement CFD et le profil de température de référence montre que les deux profils sont semblables (40) (44) ;

2. La charge thermique disponible par unité de masse de combustible-refroidisseur varie, selon les calculs faits, entre environ 5000 et 20000 kJ.kg⁻¹, alors que, sur le moteur de référence, elle varie entre environ 1000 et 10000 kJ.kg⁻¹, en dépendance des conditions de vol (1) (6) ;

¹⁴ Ainsi qu'il a été observé précédemment dans cette même section, cette longueur représente celle maximale compatible avec un diamètre interne de 10 cm et une hauteur de 50 cm. Cette longueur est aussi compatible avec les contraintes techniques et budgétaires de réalisation de ce canal.

3. Le temps de séjour dans le canal de refroidissement varie, selon les conditions d'alimentation du combustible (débit, température et pression) entre quelques dixièmes de secondes et quelques secondes. Il est donc très voisin de celui attendu sur le moteur de référence qui est d'environ 1 à 5 s (24).

2.3.2 Présentation des autres éléments du banc

2.3.2.1 Le brûleur

Le brûleur utilisé pour la combustion du mélange carburant-comburant est un brûleur pilote gaz fabriqué par l'industriel Fives North American Combustion (type SPBH-85A, figure 20). Il est équipé d'un mélangeur de type venturi qui permet de générer une flamme de prémélange. La décision ayant été prise au début de ce travail de thèse de réaliser l'étude expérimentale avec une combustion prémélangée, de manière à faciliter la modélisation des résultats expérimentaux, ce brûleur a été choisi, entre autre, pour sa simplicité d'installation et de mise en œuvre et pour sa versatilité.

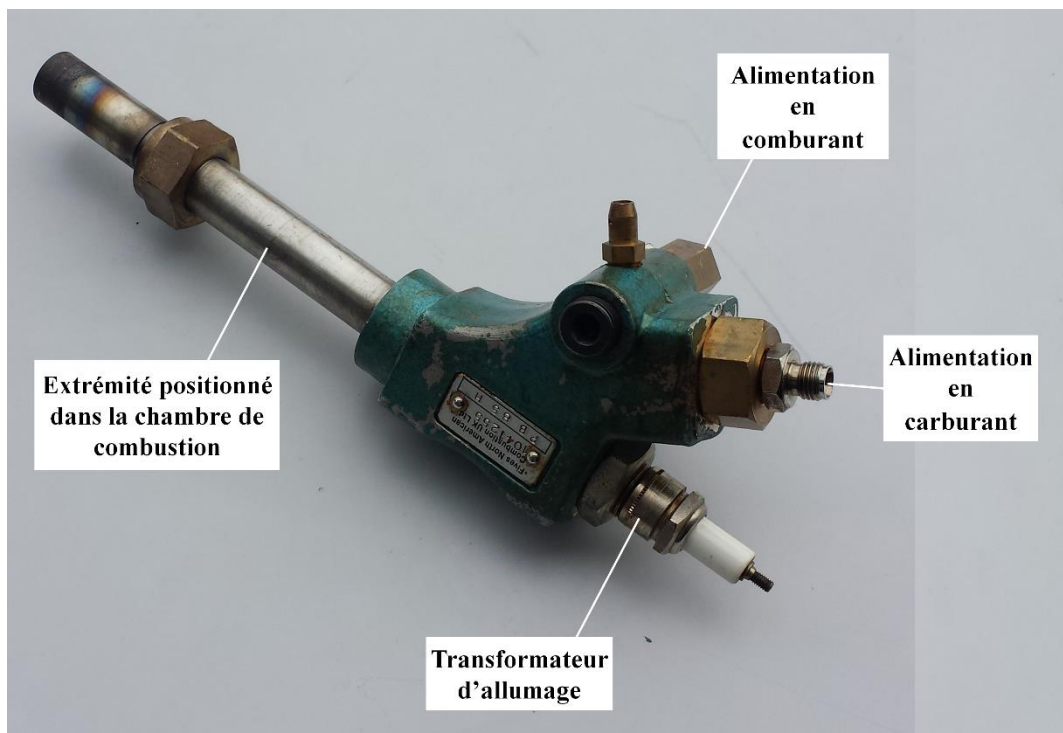


Figure 20. Photographie du brûleur utilisé pour réaliser les expériences

Il est équipé d'un tube de flamme de longueur variable, ce qui permet d'avoir la marge nécessaire pour en adapter la longueur de pénétration en chambre en fonction des besoins de

l'expérimentation. Le tube de flamme étant en inconel, il est adapté à l'utilisation d'un comburant, l'oxygène, dont l'emploi entraîne des conditions de température beaucoup plus sévères que l'air.

La capacité nominale du brûleur (selon les indications du constructeur de 5,81 kW) permet de répondre convenablement aux exigences de l'étude en termes de débit de combustible¹⁵. La connexion de l'entrée carburant et de l'entrée air aux tubulures en amont (de diamètre externe 1/8") a été réalisée à l'aide de raccords gaz Swagelok, respectivement de type Rp 3/8" pour l'air et Rp 1/4" pour le combustible. Afin de garantir l'étanchéité de ceux-ci, il a été décidé d'utiliser dans les deux cas des joints toriques.

Le système d'allumage utilisé afin de déclencher la combustion consiste en un transformateur électrique (tension nominale 230 Volts en courant alternatif à 50 Hertz) pour brûleurs gaz fabriqué lui aussi par l'industriel Fives North American Combustion (type ZTI 7,5 100 TU).

Ce transformateur peut être activé à distance en utilisant l'application « Gestionnaire de la chambre de combustion ». Il est équipé d'un câble de connexion de 850 mm de longueur, blindé avec une tôle en acier, qui peut être connecté directement au brûleur. Ce blindage se révèle nécessaire afin de protéger l'instrumentation (cartes électroniques, cartes d'acquisitions, thermocouples, transmetteurs de pression) du champ électromagnétique très intense généré par le courant qui circule dans le câble de connexion lorsque le transformateur est en fonction.

2.3.2.2 La cellule de régulation de pression

Afin de répondre à l'exigence de faire monter en pression le carburant circulant dans le canal de refroidissement tout en gardant, pour des raisons de sécurité, une pression aussi proche que possible de la pression atmosphérique dans la chambre de combustion, un dispositif spécifique a été conçu, représenté en figure 21.

Ce dispositif consiste en une cellule horizontale de section circulaire fabriquée de façon à pouvoir y placer des disques microporeux à travers lesquels le fluide passe avant d'être injecté dans le brûleur.

¹⁵ En effet, pour un débit de carburant de 0,1 g.s⁻¹ (celui maximum prévu), la puissance thermique générée par la combustion de celui-ci serait d'environ 4,03 kW en condition stœchiométrique, légèrement inférieure en condition riche (voir annexe A.11).



Figure 21. Cellule de régulation de pression

Le dispositif de la figure 21 remplit la fonction d'organe déprimogène, comme un orifice de vanne, car le milieu poreux réduit de manière abrupte la section de passage du fluide. Ceci permet de faire monter en pression le combustible-refroidisseur qui se trouve en amont, car la pression à la sortie est toujours proche de la pression atmosphérique.

En plus, ce dispositif joue également un autre rôle, car en combinant plusieurs disques poreux de porosités différentes en série, il est possible de piéger les particules de coke éventuellement formées par la pyrolyse de l'hydrocarbure et de les séparer en fonction de leurs granulométries.

En raison de la difficulté de régler de manière suffisamment précise la pression du fluide dans le canal de refroidissement, quelques mois après le début de l'étude expérimentale une vanne de réglage micrométrique a été installée juste en amont de cette cellule. Cela a permis un réglage plus stable de la pression du fluide. Cette vanne sera abordée dans le paragraphe 2.3.2.5.

Le schéma de principe de la cellule est donné dans la figure 22, qui en spécifie aussi ses dimensions. Elle se constitue de deux blocs en acier inoxydable 316L raccordés par des filetages gaz qui, à l'aide d'une pâte étanche haute température, en garantissent l'étanchéité.

Cette cellule a été conçue de façon à pouvoir y insérer des disques de 30 mm de diamètre. De chaque côté y sont percés trois orifices, dont l'un afin de permettre l'entrée / la sortie du fluide (la connexion aux tubulures en amont / en aval se faisant par des raccords de type Union 1/8" - 1/8") et les autres afin de permettre l'installation de thermocouples ou de transmetteurs de pression.

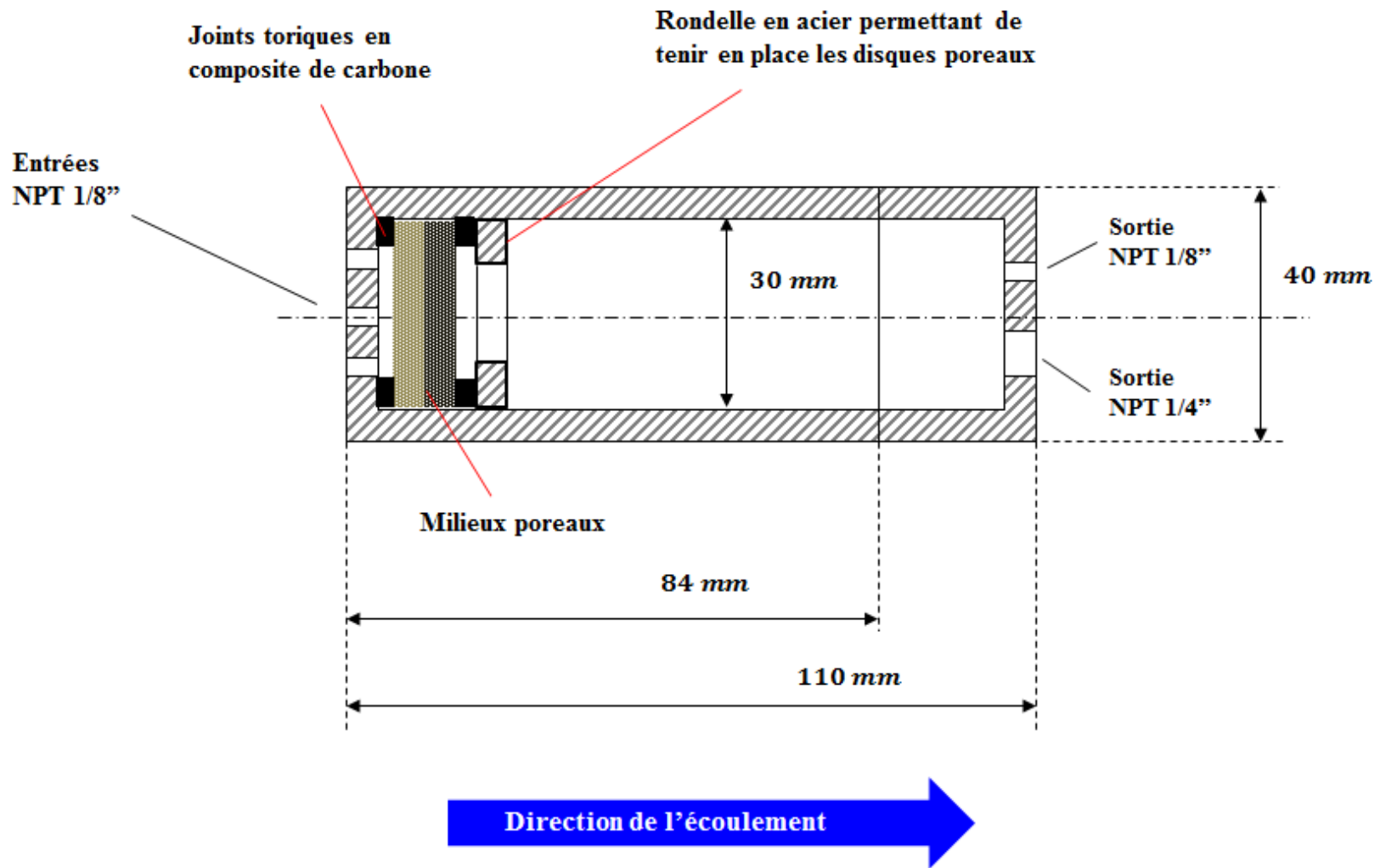


Figure 22. Schéma de principe de la cellule de régulation de pression

2.3.2.3 Les régulateurs de débit

Afin de réguler les débits de carburant et de comburant alimentant la chambre de combustion, des régulateurs de débit ont été utilisés.

Le régulateur de débit d'éthylène est un régulateur de débit à effet thermique fabriqué par Bronkhorst High-Tech B.V. (type F-201CM-10K-RDA-88-K). Il permet d'alimenter un débit de gaz compris dans la plage de 0,002 à 0,2 g.s⁻¹. La gamme de pression en aval est de 1 à 60 bar. Vu que la pression critique de l'éthylène est de 50,4, cet instrument permet d'alimenter le combustible à une pression supérieure à celle critique de celui-ci.

Le régulateur de débit d'air est lui aussi un régulateur de débit à effet thermique fabriqué par Bronkhorst High-Tech B.V. (type F-202AV-M20-RDA-55-V). Il permet d'alimenter un débit de gaz compris dans la plage de 0,03 à 5.0 g.s⁻¹. La gamme de pression en aval est de 1 à 8 bar.

Outre la régulation des débits massiques d'éthylène et d'air, ces instruments sont également capables d'en mesurer les températures en aval. Leurs caractéristiques de régulation sont configurables par l'utilisateur.

Ces régulateurs peuvent être connectés à un ordinateur en utilisant un câble de liaison de type RS232. Ils sont compatibles avec le logiciel LabVIEW, développé par National Instrument, ce qui a permis, au cours de l'étude expérimentale, de les contrôler en utilisant l'application « Gestionnaire de la chambre de combustion ».

2.3.2.4 Les capteurs de pression et de température

Comme mentionné précédemment, la chambre de combustion est équipée de 10 thermocouples, dont 9 type K et 1 type R, utilisés pour mesurer la température des gaz de combustion au cours des expériences. Un autre thermocouple, type K, est placé à la sortie du canal de refroidissement de la chambre, afin de mesurer la température atteinte par le combustible après son exposition au flux thermique généré par la flamme.

Les thermocouples installés dans la chambre de combustion ont tous été fournis par la société TC Direct (figure 23). Pour ceux type K, le fil positif se constitue d'un alliage de nickel et chrome alors que le fil négatif se constitue d'un alliage de nickel et aluminium. Pour ceux type R, le fil positif se constitue d'un alliage de platine et rhodium alors que le fil négatif se constitue entièrement de platine. Ces thermocouples type K et R sont isolés par des gaines en céramiques de 3,25 mm de diamètre, réalisés en utilisant respectivement le Pythagoras (un céramique qui tient jusqu'à environ 1600 K) et l'Alsint (un céramique qui tient jusqu'à environ 1900 K).

Ces thermocouples ont été installés dans la chambre en les faisant passer par des orifices percés dans la paroi de celle-ci et débouchant à l'intérieur. Afin de permettre la translation des thermocouples de la paroi à l'axe, ils ont été insérés dans des soutiens de section ronde obtenus en découpant des tubes en acier inoxydable 316L de diamètre externe 1/4" en morceaux de 25 cm de longueur.

Ces soutiens en acier ayant été intégrés dans la structures de la chambre en les soudant aux deux tuyaux dont elle se constitue, l'étanchéité de celle-ci a été assurée en utilisant une pâte haute température (tenue en température jusqu'à 1500 K) pour les remplir après l'insertion des thermocouples.

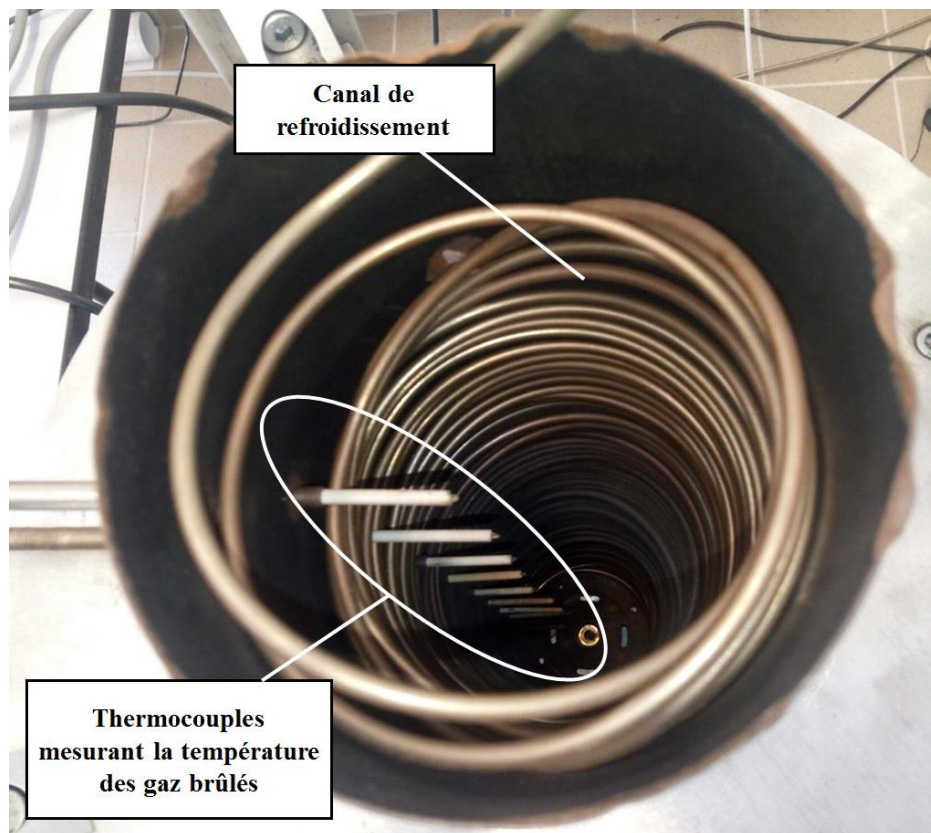


Figure 23. Thermocouples utilisés pour mesurer la température des gaz de combustion au cours des expériences

Le thermocouple installé à la sortie du canal de refroidissement de la chambre est, lui aussi, un thermocouple type K de la société TC Direct. Ce thermocouple est inséré dans un tube en acier inoxydable 316L de diamètre externe 1/8" et puis mis en place, en amont de la cellule de régulation de pression décrite dans le paragraphe 2.3.2.2, en utilisant un raccord Té (voir figure 24).

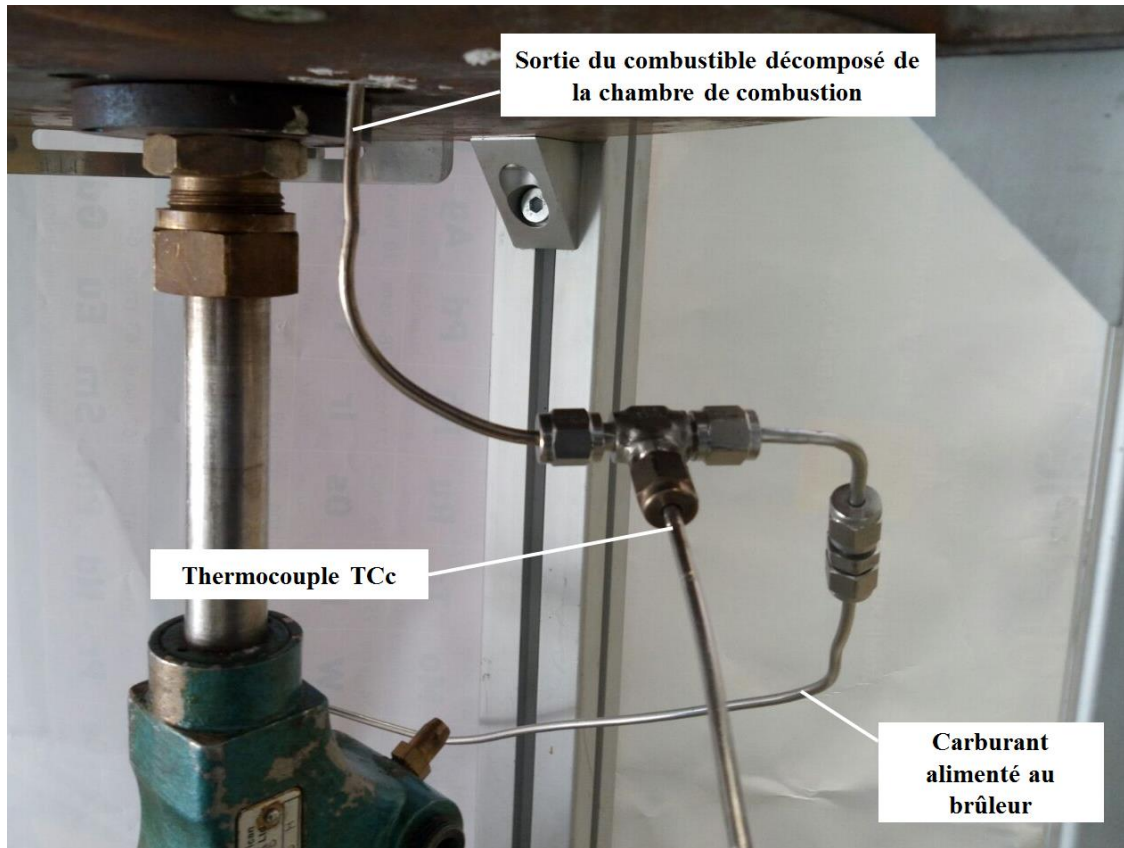


Figure 24. Thermocouple installé à la sortie du canal de refroidissement

L'incertitude de la mesure par thermocouple est selon le fournisseur de $\pm 0,75 \%$ pour le type K et de $\pm 0,5 \%$ pour le type R. Les thermocouples vieillissant avec le temps d'utilisation, le choix a été fait de les remplacer tous les mois, ce qui correspond à 20 à 25 heures d'utilisation du dispositif expérimental.

Les thermocouples utilisés au cours de cette étude ont tous été connectés à une carte d'acquisition thermocouple modèle PXIe-4353, ce qui a ensuite permis d'enregistrer les températures mesurées en utilisant l'application « Contrôleur de la chambre de combustion ».

Le dispositif expérimental est aussi équipé de trois transmetteurs électroniques de pression Baumer (type CTX355B115, incertitude de $\pm 0,5 \%$), dont deux situés respectivement à l'entrée et à la sortie du canal de refroidissement (plage de mesure de 0 à 100 bar) et un situé en amont du brûleur sur la voie air (plage de mesure de 0 à 10 bar).

Les trois transmetteurs sont connectés aux tubulures par de connecteurs type Té. Ils sont alimentés via une carte électronique. Au cours des expériences, leurs signaux ont été acquis via une carte d'acquisition modèle PXI-6229 et les tensions de sorties convertis en mesures de pression en utilisant l'application « Contrôleur de la chambre de combustion ».

2.3.2.5 Les autres éléments

L'acheminement du carburant et du comburant vers la chambre de combustion est contrôlé par quatre électrovannes normalement fermées pilotées par des actionneurs pneumatiques, dont deux sont situées sur la voie éthylène et deux sur la voie air. Elles sont pilotées en tout ou rien et permettent de couper, si nécessaire, l'alimentation en combustible.

Les quatre électrovannes sont alimentées (à 24 Volts en courant alternatif) via une carte électronique. Les quatre actionneurs pneumatiques qu'elles permettent d'actionner sont branchés sur le réseau d'air comprimé à 5 bar du laboratoire à l'aide de tubes souples pour air comprimé. Des raccords Swagelok ont été utilisés pour connecter les entrées/sorties de chaque vanne (1/4" Male) aux tubulures en amont/aval.

Au cours de l'étude expérimentale, ces vannes ont été pilotées en utilisant l'application « Gestionnaire de la chambre de combustion ».

Le banc est aussi équipé d'une vanne à pointeau à réglage fin par double vernier (Swagelok, type SS-SS2, voir figure 10). Cette vanne, elle aussi en acier inoxydable 316L, a été installée à la sortie du canal de refroidissement afin d'étudier le comportement dynamique de la chambre de combustion suite à une variation brutale de la pression du combustible. Sa tenue en température (selon le fournisseur, 400 °C) a permis son installation à environ 20 cm de la sortie du canal, où la température du combustible ne dépasse pas 350 °C.

En faisant tourner sa poignée, qui offre des relevés précis au 1/25 de tour, elle permet d'assurer des réglages de pression très rigoureux.

Une webcam (Logitech Webcam C920) est utilisée pour filmer la flamme au cours des expériences. Pour ce faire, un petit miroir de forme rectangulaire, qui mesure 10 cm sur 15 cm, a été positionné sur le dessus de la chambre, incliné de 30° par rapport à la verticale. Cela permet de tourner une vidéo de la flamme sans exposer la webcam aux gaz de combustion, qui pourraient la dégrader.

La totalité des tubulures qui constituent le dispositif expérimental sont en acier inoxydable 316L, de marque Swagelok. Il en est de même pour les raccords (connecteurs et réducteurs de type Té, Union, Coude, Croix).

Les tubes utilisés sont soit des tubes de diamètre externe 1/8" et d'épaisseur 0,035" (type SS-T2-S-035), soit des tubes de diamètre externe 1/4" et d'épaisseur 0,035" (type SS-T4-S-035). Des tubes souples en PFA de diamètre externe 1/4" et d'épaisseur 0,047", toujours de

marque Swagelok (type PFA-T4-047), ont été utilisés pour brancher les électrovannes et les actionneurs pneumatiques sur le réseau d'air comprimé du laboratoire.

2.3.2.6 La centrale de contrôle et d'acquisition de données

Le contrôle et le suivi des activités de test mises en place au cours de l'étude expérimentale ainsi que l'acquisition de données ont été réalisés en utilisant des matériels fournis par la société National Instrument. Les applications permettant le contrôle et la surveillance du banc ainsi que l'acquisition des signaux produits par les instruments de mesure ont été créées en utilisant un logiciel développé par cette même société (i.e. LabVIEW).

La centrale de contrôle et acquisition utilisée pour mener l'étude expérimentale porte sur une technologie de communication développée par NI, le PXI (PCI eXtensions for Instrumentation), qui permet de mettre en communication des instruments de contrôle et de mesure avec la carte mère d'un ordinateur. Elle se constitue de trois éléments :

1. Un « châssis » NI PXIe-1073 ;
2. Une carte d'acquisition NI PXI-6229 ;
3. Une carte d'acquisition pour thermocouple NI PXIe-4353.

Le châssis NI PXIe-1073 est un « contrôleur » qui permet de mettre en communication la carte mère de l'ordinateur utilisé pour contrôler le banc avec des modules, dits « cartes d'acquisition », qui servent d'interface de communication entre l'ordinateur et des instruments de contrôle/mesure.

La carte d'acquisition NI PXI-6229 est un module d'acquisition de données multifonction. Il est équipé de :

- 32 entrées analogiques à 16 bits (250 k échantillons/s), avec une gamme maximum de tension allant de -10 à +10 V et avec une gamme minimum de tension allant de -200 mV à +200 mV ;
- 4 sorties analogiques 16 bits (833 k échantillons/s), avec une gamme maximum de tension allant de -10 à +10 V ;
- 48 entrées/sorties numériques, avec une fréquence d'horloge maximum de 1 MHz et une gamme maximum de tension 0 V – 5 V.

Ce module a permis, en association avec un circuit imprimé¹⁶, de piloter les électrovannes, d'activer le transformateur d'allumage (pour déclencher la combustion) et de faire l'acquisition des données produites par les transmetteurs de pression.

La carte d'acquisition NI PXIe-4353, utilisée au cours de la présente étude pour faire l'acquisition de données produites par les thermocouples du banc, se caractérise par 32 voies d'entrée. Le type de thermocouple spécifié, il est capable de convertir les signaux acquis en mesures de température sans que les utilisateurs soient obligés de faire son étalonnage.

Le dialogue entre l'ordinateur et cette centrale se fait par port parallèle IEEE 1284.

2.3.3 Caractérisation des éléments constitutifs du dispositif expérimental

2.3.3.1 Etalonnage des transmetteurs de pression

Les transmetteurs de pression font l'objet d'une acquisition de signal par boucle de courant 4-20 mA. Ce signal est ensuite converti en un signal de tension via une résistance donnée¹⁷.

Pour en réaliser l'étalonnage et déterminer les polynômes de conversion donnant la valeur de la pression, les transmetteurs éthylène ont été connectés à un détendeur installé sur une bouteille d'azote, équipé d'un manomètre ayant une échelle de mesure de 0 à 50 bar (Baumer, type MEX2D20B22/0+20B) alors que le transmetteur air a été connecté à un détendeur installé lui aussi sur une bouteille d'azote, équipée d'un manomètre ayant une échelle de mesure de 0 à 10 bar (Baumer, type MEX2D20B22/0+10B).

Les courbes d'étalonnage des transmetteurs de pression sont données en annexe A.4.

2.3.3.2 Adaptation de la cellule de régulation de pression aux besoins de l'étude expérimentale

Afin d'adapter la cellule de régulation de pression aux besoins de l'étude expérimentale, des calculs ont été faits pour déterminer les matériaux à utiliser pour la fabrication des disques poreux placés à l'intérieur.

L'écoulement du carburant à travers les disques poreux utilisés au cours de ce travail de thèse peut avoir lieu, selon ses conditions, tant en régime laminaire que turbulent. Il peut être traité en utilisant l'équation de Brinkman, forme monodimensionnelle de l'équation bilan de quantité

¹⁶ Ce circuit imprimé, fourni par la société EAA, a été utilisé pour alimenter le transformateur d'allumage et les transmetteurs de pression et pour piloter les électrovannes.

¹⁷ Cette résistance dépend de la tension d'alimentation. Celle-ci étant, dans le cas présent, de 24 V, la résistance à utiliser doit être de 700 Ω .

de mouvement (79), où il est possible d'observer deux termes, l'un lié aux forces inertielles (contenant le coefficient K_F) et l'autre à la traînée (contenant le coefficient K_D) :

$$\frac{\Delta P}{L} = \mu \cdot \frac{v}{K_D} + \rho \cdot \frac{v^2}{K_F} \quad 2.2$$

Dans l'équation 2.2, ΔP représente la perte de charge subie par le carburant au travers du milieu poreux, L l'épaisseur de celui-ci, μ et ρ respectivement la viscosité dynamique et la masse volumique du fluide (calculées par rapport aux conditions d'entrée), v la vitesse macroscopique d'entrée (définie comme le rapport entre le débit massique de fluide et le produit de la masse volumique et de la section de passage), K_D et K_F respectivement la perméabilité de Darcy et la perméabilité de Forchheimer.

Des travaux de recherche sur la perméation de liquides et gaz à travers plusieurs matériaux poreux ont montré qu'une fois le matériau défini, ces deux coefficients-ci sont indépendants des fluides utilisés et des conditions de température et pression (80) (81). Un calcul analytique paramétrique a été alors réalisé sous une feuille Excel afin de déterminer la montée en pression se produisant en faisant passer un débit d'éthylène donné dans des disques poreux de perméabilités connues.

De nombreux matériaux ont fait l'objet de cette étude. Les résultats de celle-ci, détaillés en annexe A.5, ont montré que, pour des débits de combustible compris entre 0,01 et 0,1 g.s⁻¹, l'utilisation de disques microporeux en acier inoxydable fritté (K_D compris entre 10⁻¹³ et 10⁻¹² m², K_F compris entre 10⁻⁷ et 10⁻⁶ m) permettait, pour des débits de combustible compris entre 0,01 et 0,1 g.s⁻¹, d'obtenir les montées en pression voulues (quelques bar à quelques dizaines de bar) avec de disques d'épaisseur compris entre 3 et 15 mm.

L'analyse du dépôt carboné produit par la décomposition de l'éthylène étant parmi les objectifs de ce travail de thèse, le choix a été fait de placer en série dans la cellule au cours de certains tests deux à trois disques, se caractérisant par des pores de tailles différentes, de façon à séparer et à récupérer les particules de coke en fonction de leurs granulométries.

A cette fin, des disques en bronze fritté de plusieurs types (voir annexe A.5), ayant toujours une épaisseur de 3 mm, ont été parfois placés en amont des disques en acier, afin de piéger les particules de coke de plus grande taille. Leurs coefficients de perméabilité K_D et K_F étant de plusieurs ordres de grandeur plus importants que ceux des disques en acier, ils ne contribuent pas de façon significative à la montée en pression du fluide.

2.4 Evaluation des risques inhérents à la mise en place des expériences

Afin d'assurer la réalisation des expériences prévues en toute sûreté, une analyse préliminaire des risques inhérents à l'utilisation du banc d'expérience a été faite. A l'issue de celle-ci, des mesures visant à empêcher tout évènement capable de causer un préjudice à ses utilisateurs ont été définies et mises en place.

L'analyse préliminaire des risques a montré que le risque le plus grave était la formation, dans la chambre de combustion, d'un mélange inflammable d'éthylène et d'air ambiant qui, sous certaines conditions, pourrait s'enflammer et provoquer une explosion. Or, après une analyse approfondie des modalités de réalisation des tests, deux évènements capables de provoquer la formation d'un tel mélange ont été identifiés :

1. Une défaillance du transformateur d'allumage de la flamme lors de l'allumage de celle-ci ;
2. Une extinction non voulue de la combustion.

Dans ces deux cas, un nuage inflammable peut s'accumuler dans la chambre de combustion, ce qui peut entraîner une explosion. Au vue de la difficulté de mettre en place des mesures capables d'annuler le préjudice que la déflagration de ce mélange causerait, des mesures visant à empêcher la formation de ce nuage ont été prises.

Pour ce faire, les procédures de démarrage, de réalisation et d'arrêt des expériences ont été définies de manière rigoureuse pour éviter toute accumulation de combustible en chambre. Ces procédures sont, une fois les conditions de test indiquées par l'utilisateur (le débit de carburant et le débit de comburant, qui normalement varient les deux au cours de l'expérience), mises en œuvre automatiquement par l'application « Gestionnaire de la chambre de combustion ». Cette application surveille l'état de la flamme grâce à deux thermocouples, dont un de type R et l'autre de type K, installés dans la chambre, sur l'axe de celle-ci.

Quelles que soient les conditions de mise en place d'un test, la procédure de démarrage se constitue des étapes suivantes :

1. Les électrovannes situées sur la voie éthylène et sur la voie air s'ouvrent, pour permettre l'acheminement de ces deux gaz vers la chambre de combustion ;

2. Le débit d'air passe de 0 à $0,1 \text{ g.s}^{-1}$, celui d'éthylène de 0 à $0,01 \text{ g.s}^{-1}$, ce qui permet l'allumage de la flamme en toute sécurité ;

3. La flamme est allumée par le transformateur d'allumage ;

4. Les débits d'éthylène et d'air sont augmentés jusqu'à atteindre les consignes définies, au début du test, par l'expérimentateur.

Or, si dix secondes après l'activation du transformateur d'allumage (étape 3) les températures mesurées par les deux thermocouples de contrôle n'ont pas dépassé les deux une valeur donnée (380 K), l'application « Gestionnaire de la chambre de combustion » met en place une procédure d' « arrêt d'urgence » :

- L'alimentation du combustible à la chambre de combustion est arrêtée en fermant les deux vannes situées sur la voie éthylène ;

- Le débit d'air est augmenté jusqu'à son maximum (5 g.s^{-1}) pour évacuer l'éthylène imbrûlé éventuellement accumulé dans la chambre de combustion par une hotte placée au-dessus de celle-ci ;

- Une fenêtre s'affiche sur l'écran en indiquant le problème survenu, accompagnée d'une alarme sonore émise à un volume élevé.

La procédure d'arrêt se constitue des étapes suivantes :

- Les débits d'alimentation en éthylène et en air sont réduits aux valeurs qu'ils avaient au tout début de l'expérience ($0,01 \text{ g.s}^{-1}$ l'éthylène, $0,1 \text{ g.s}^{-1}$ l'air) ;

- Les flux de carburant et de comburant sont coupés en fermant les contrôleurs de débits et les quatre électrovannes, d'abord celui d'éthylène, dix secondes plus tard celui d'air.

Ainsi qu'il a été déjà dit, lorsque le dispositif expérimental est en fonction l'application « Gestionnaire de la chambre de combustion » analyse, toutes les dix secondes, les signaux provenant des thermocouples type R et type K de sécurité. Si, au cours d'une expérience, la température mesurée par l'un de ceux-ci subie une réduction abrupte (sa valeur s'étant réduite

de 15 % par rapport à celle mesurée dix secondes plus tôt), cette application intervient en mettant en place la procédure d' « arrêt d'urgence » définie précédemment¹⁸.

2.5 Pilotage du dispositif expérimental

LabVIEW est un environnement de programmation développé par la société National Instruments. Il permet de créer des applications permettant de piloter des instruments de contrôle (tels que des contrôleurs de débit, des actionneurs pneumatiques, etc.) et d'acquérir et enregistrer des données produites par des instruments de mesure (tels que des capteurs de pression, des capteurs de température, etc.) (82).

Dans le cadre de la présente thèse, LabVIEW a été utilisé pour développer deux applications, l'une permettant de piloter le dispositif expérimental, et l'autre permettant d'enregistrer les données produites par les instruments de mesure, spécifiquement les thermocouples et les transmetteurs de pression. Ces applications sont détaillées dans ce qui suit.

2.5.1 L'application « Gestionnaire de la chambre de combustion »

L'application « Gestionnaire de la chambre de combustion » a été créée afin de permettre le contrôle et le pilotage du dispositif expérimental.

Cette application de type événementielle, créée selon un modèle de conception dit « producteur/consommateur d'événements » (voir annexe A.6), est capable de répondre tant à des notifications provenant des utilisateurs qu'à des notifications provenant des dispositifs de sécurité (détecteurs de gaz, thermocouples type R et type K de sécurité) dont le banc est équipé.

Ce modèle permet au programme de s'exécuter de manière asynchrone en réponse à un événement externe (par exemple un clic de souris sur une des commandes ou un signal produit par un instrument de mesure). Son diagramme, qui contient le code de programmation, se caractérise par une « structure événement », qui représente la partie du code permettant au programme de réagir à un événement quel qu'il soit et par deux « boucles », dont l'une dite « productrice d'événements » et l'autre ou les autres dites « consommatrices d'événements » (voir figure 28).

La boucle « productrice d'événements » reçoit les notifications produites par la « structure événement », indiquant qu'un événement s'est produit, pour puis les transmettre à la boucle

¹⁸ L'application de contrôle est aussi capable, à l'aide d'un détecteur de monoxyde de carbone et d'un détecteur de benzène dont le dispositif expérimental est équipé, d'intervenir si les concentrations de ceux gaz dépassent un plafond prédéfini.

« consommatrices d'évènements ». Celle-ci analyse les notifications reçues et exécute, pour chacune d'elles, un sous-programme spécifique.

Ces boucles communiquent par des « files d'attente », qui consistent en des réseaux de communication capables de stocker des informations et de les transmettre entre les deux boucles. L'utilisation de files d'attente s'avère très utiles car la boucle productrice et celles consommatrices ont normalement des vitesses d'exécutions différentes¹⁹.

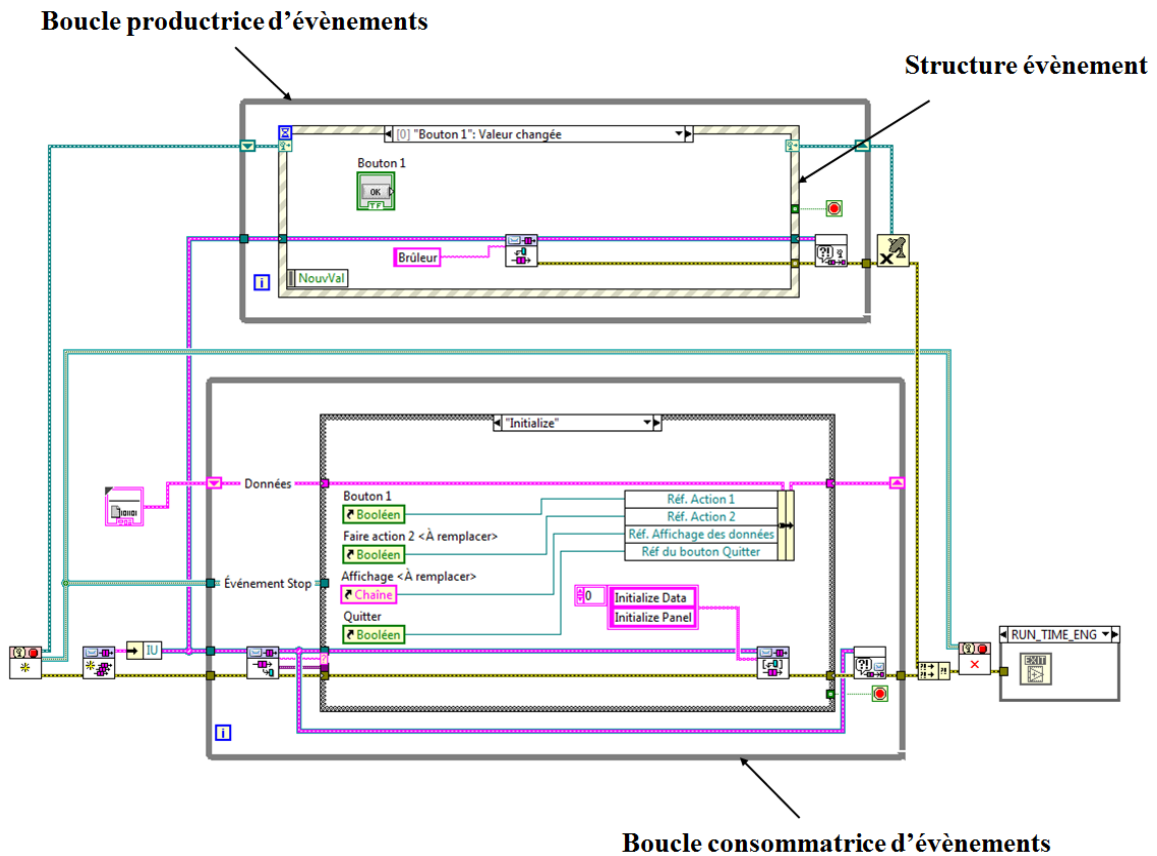


Figure 25. Modèle de conception dit « producteur/consommateur d'évènements »

La face-avant de l'application « Gestionnaire de la chambre de combustion », qui représente l'interface utilisateur, est présentée dans la figure 26.

¹⁹ En effet, vu que la consommation est en général moins rapide que la production, si les notifications produites par la boucle productrice n'étaient pas retenues dans des files d'attente, une partie de celles-ci ne serait pas saisie par celles consommatrices (82).

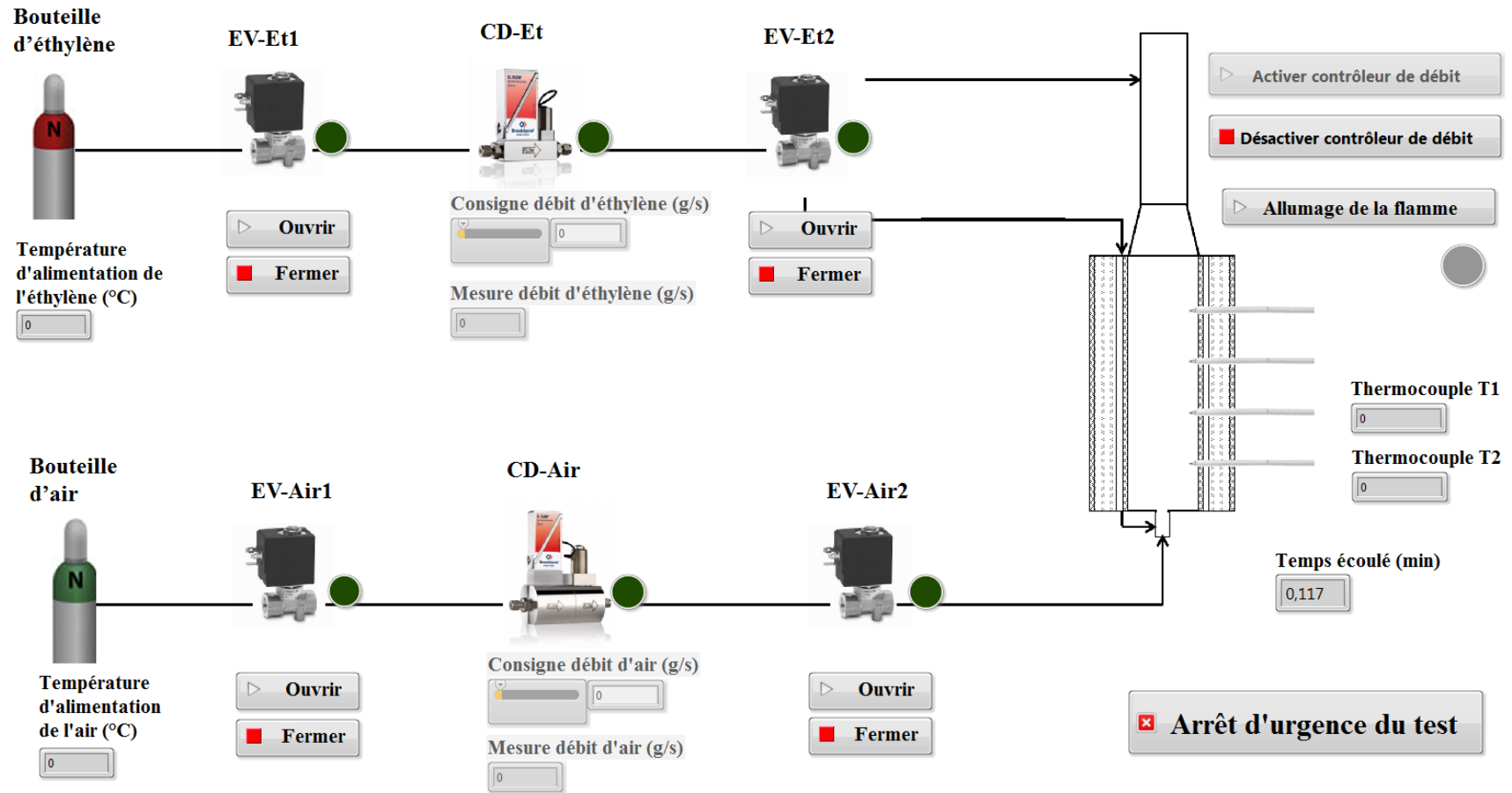


Figure 26. Interface utilisateur de l'application « Gestionnaire de la chambre de combustion »

Les éléments suivants y apparaissent :

- 8 boutons, positionnés en-dessous des icônes représentant les quatre électrovannes dont le banc est équipé, qui permettent respectivement d'ouvrir et de fermer celles-ci ;
- 4 indicateurs LED, positionnés à côté de ces icônes, qui permettent de vérifier le bon fonctionnement de ces électrovannes ;
- 2 boutons, positionnés en haut à droite de cette face-avant, qui permettent respectivement d'activer et de désactiver les contrôleurs de débit ;
- 1 bouton, positionné en-dessous de ceux-ci, utilisé afin d'activer le transformateur permettant d'allumer la flamme ;
- 2 glissières à curseurs horizontaux, utilisés pour varier respectivement le débit d'éthylène et celui d'air ;
- 2 indicateurs numériques, positionnés en-dessous de ces curseurs, qui indiquent les débits mesurés ;
- 1 bouton qui permet l'arrêt d'urgence du test selon les procédures de sécurité définies ;
- 2 indicateurs, positionnés en-dessous des icônes représentant les bouteilles d'éthylène et d'air indiquant les températures de ces deux gaz ;
- 2 indicateurs, positionnés à droite de la face-avant, indiquant les températures mesurées par les deux thermocouples de sécurité ;
- 1 indicateur de temps qui montre le temps écoulé à compter de l'allumage de la flamme ;
- 1 indicateur LED, situé à côté du bouton associé au transformateur d'allumage, qui clignotent lorsque celui-ci est en fonction.

Cette application a été conçue de manière à permettre, au début d'un test, de définir de façon détaillée son déroulement. Spécifiquement, elle permet d'indiquer les débits d'alimentation en éthylène et en air et de définir les variations que ces débits subiront au cours de l'expérience.

La partie du code créée afin de mettre en œuvre, en cas de danger, les mesures prévues pour assurer la sûreté des utilisateurs est associée à l'évènement « timeout », qui permet à l'application d'exécuter un code donné même en l'absence d'un évènement. En l'absence de

notifications, ce « timeout » s'exécute à des intervalles de dix secondes. Il réalise ici les opérations suivantes :

- Il vérifie l'état du détecteur de monoxyde de carbone et l'état du détecteur de benzène ;
- Il lit les températures mesurées par les deux thermocouples de sécurité ;
- Il analyse les informations recueillies.

Si aucun problème n'est détecté, l'application revient à l'état précédent, alors que, le cas échéant, elle déclenche la procédure d'arrêt d'urgence (cf. 2.4).

Il est important d'observer que les utilisateurs peuvent eux aussi à tout moment déclencher la procédure d'arrêt d'urgence en cliquant sur le bouton « arrêt d'urgence » positionné sur l'interface-utilisateur.

2.5.2 L'application « Contrôleur de la chambre de combustion »

L'application « Contrôleur de la chambre de combustion » a été créée afin d'enregistrer les signaux provenant des instruments de mesure. Cette application a été développée selon un modèle de conception dit « producteur/consommateur de données », qui permet d'acquérir des données produites par plusieurs sources (voir annexe A.6).

Son diagramme se constitue de deux boucles en parallèle, dont l'une dite « productrice de données » et l'autre ou les autres dites « consommatrices de données ». La boucle « productrice de données » reçoit les données provenant des instruments de mesures, pour puis les transmettre à la boucle « consommatrices de données », qui les « consomme » (par exemple, en les affichant dans des graphes de la face-avant de l'application).

Ce modèle de conception permet d'enregistrer des données produites par de nombreuses sources (capteurs de pression, capteurs de température, débitmètres, etc.) et de les traiter ces données selon l'ordre d'acquisition. Le schéma de cette architecture est voisin de celui du « producteur/consommateur d'évènements », avec une structure événement dans la boucle productrice.

La face-avant de l'application « Contrôleur de la chambre de combustion » est montrée en figure 27.

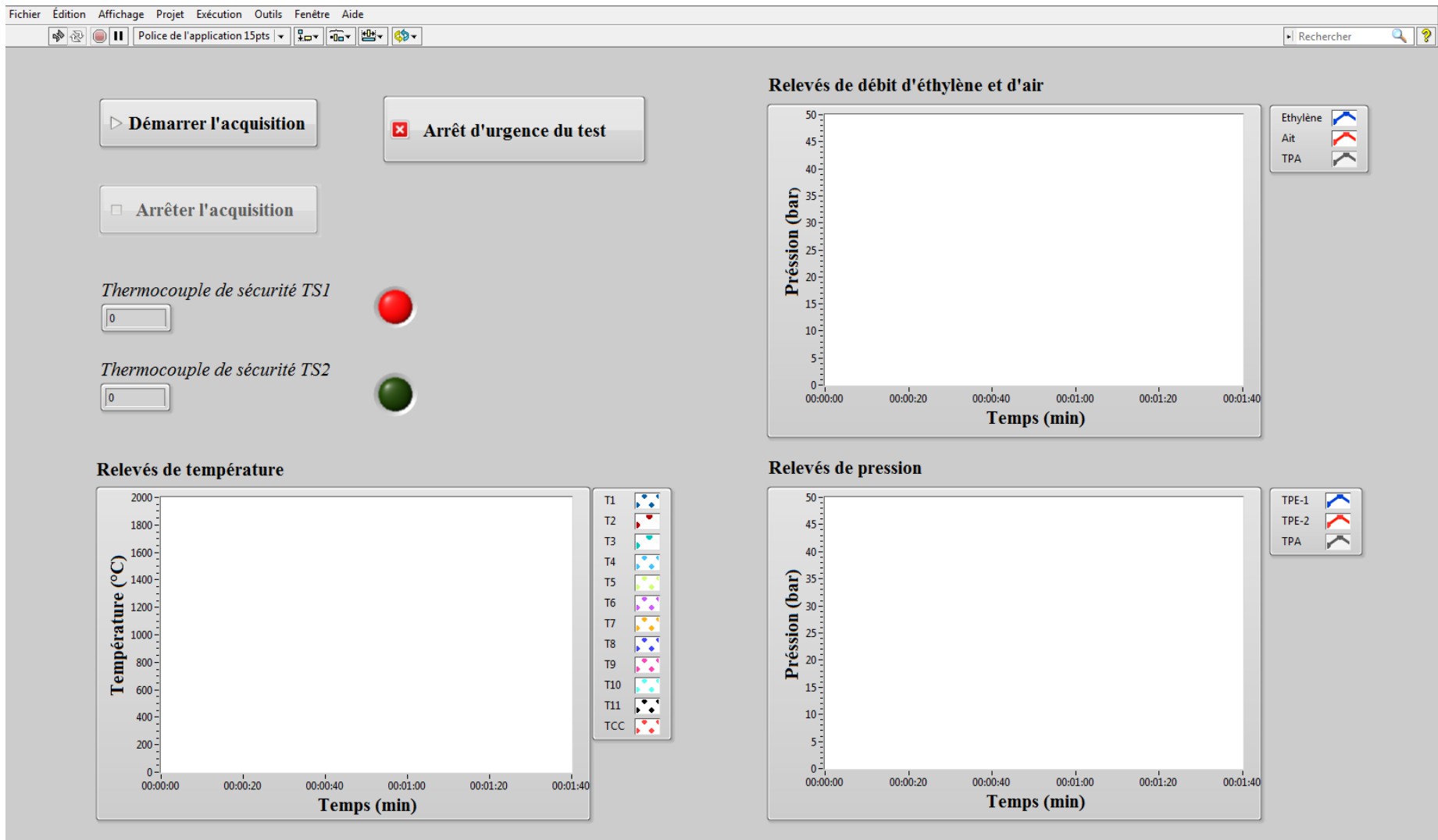


Figure 27. Interface utilisateur de l'application « Contrôleur de la chambre de combustion »

Les éléments suivants y apparaissent :

- 1 bouton permettant de démarrer l'acquisition de données ;
- 1 bouton permettant d'arrêter l'acquisition de données ;
- 1 bouton qui permet l'arrêt d'urgence de l'expérience selon les procédures de sécurité prédéfinies ;
- 3 graphes permettant de suivre en temps réel respectivement les relevés de pression, ceux de température et ceux de débit mesurés ;
- 2 indicateurs, positionnés à droite de la face-avant, indiquant les températures mesurées par les deux thermocouples de sécurité.

Les données acquises au cours d'un test sont enregistrées dans un fichier de format TDMS, qui indique le nom de l'opérateur et la date d'exécution de celui-ci. Ce format est compatible avec Microsoft Excel ce qui permet d'exploiter rapidement les résultats des expériences²⁰.

2.6 Conclusion

Les objectifs de l'étude expérimentale ont été définis. Le combustible (éthylène) et le comburant (air) à utiliser pour la réalisation des expériences ont été choisis.

Un banc de test, complet et instrumenté, a été conçu et assemblé. Des simulations de CFD et des calculs cinétiques et analytiques ont été réalisés pour le prédimensionnement de la chambre de combustion et des autres composants. Les instruments de mesures, capteurs de pression et de température, ont été caractérisés et étalonnés. Cela a permis la mise en place d'un dispositif parfaitement adapté aux objectifs de l'expérimentation, capable de fonctionner en régime stationnaire et transitoire.

Pour contrôler le banc et de faciliter la réalisation des expériences, une application permettant de piloter le dispositif expérimental a été créée avec le logiciel LabVIEW.

Une analyse préliminaire des risques inhérents à son utilisation a été faite ; des mesures visant à empêcher tout évènement capable de causer un préjudice à ses utilisateurs ont été mises en place.

Au cours de l'étude, ce banc a pleinement répondu aux attentes.

²⁰ L'environnement de programmation LabVIEW ainsi que la programmation événementielle sont mieux abordés en annexe A.6

3 Modélisation des propriétés physiques des fluides et des échanges thermiques – prise en main du banc de test

Le calcul des transferts thermiques entre le combustible-refroidisseur et les gaz de combustion implique la capacité d'exprimer les propriétés thermodynamiques et de transports de ces fluides en fonction de leurs pressions et de leurs températures.

Dans le cadre de la présente étude, les gaz de combustion ont été modélisés en utilisant l'équation d'état des gaz parfaits, alors que le fluide refroidisseur circulant dans le canal de refroidissement a été, lui, traité de manière différente, pour rendre compte des effets de fluide réel.

3.1 Equations d'état des gaz parfaits et de Peng-Robinson

Une équation d'état permet de caractériser l'état d'un fluide. Elle met en relation trois grandeurs qui définissent l'état du milieu, la pression, la température et le volume massique. Le modèle du gaz parfait, utilisé pour décrire le comportement d'un gaz, se caractérise par l'équation donnée ci-après :

$$P v = R T \quad 3.1$$

Dans cette équation, P et T sont respectivement la pression et la température du fluide, v son volume molaire et R une constante, égale à $8,315 \text{ J.mol}^{-1}.\text{K}^{-1}$.

L'équation des gaz parfaits permet d'obtenir la variable d'état à calculer, respectivement P, T ou v, avec une approximation qui est d'autant meilleure que les conditions du fluide se trouvent loin de son point critique.

En général, l'équation des gaz parfaits ne permet pas de décrire de manière rigoureuse le comportement d'un gaz réel. Le degré d'approximation peut être estimé en introduisant le facteur de compressibilité Z, défini de la manière suivante :

$$Z = \frac{v_{gr}}{V} = \frac{P v_{gr}}{R T} \quad 3.2$$

Dans l'équation ci-dessus, v_{gr} représente le volume molaire occupé par le gaz réel dans les mêmes conditions de pression et température que celui idéal. Ce facteur de compressibilité étant une fonction, le gaz donné, de sa pression et de sa température, il est possible de modéliser ce gaz par l'équation des gaz parfaits si son état est tel que ce facteur est compris entre 0,98 et 1,02 (83) (84).

Dans le cadre de la présente étude, un calcul a été fait pour vérifier que les conditions présentes en chambre de combustion soient telles à pouvoir modéliser les propriétés des gaz

brûlés suivant ce modèle. Les résultats de ce calcul sont présentés dans l'annexe A.7 ; ils montrent que les conditions de ces gaz, qui sont à la pression ambiante et à une température comprise, selon le cas, entre 600 et 2200 K, sont toujours telles à en justifier l'utilisation.

Par exemple, l'erreur commise pour estimer la masse volumique de deux des constituants majoritaires de ceux-ci, l'azote N₂ et le dioxyde de carbone CO₂, varie selon la température entre 0,39 % et 1,12 % pour l'un, entre 0,44 % et 1,45 % pour l'autre de ces deux composés. Au vu des incertitudes associées à l'estimation de la composition du fluide et au calcul de ses propriétés thermodynamique et de transport (masse volumique, conductivité thermique, viscosité dynamique), l'utilisation de l'équation des gaz parfaits est compatible avec les objectifs de la présente étude.

En revanche, les propriétés du carburant qui circule dans le canal de refroidissement ont été calculées par l'équation proposée par Peng et Robinson, donnée ci-après (85) :

$$P = \frac{RT}{v - b} - \frac{a(T)}{v^2 + 2bv - b^2} \quad 3.3$$

Dans l'équation ci-dessus, a et b sont des paramètres qui permettent de considérer les interactions entre les molécules dont le fluide se constitue. Ils sont définis de la manière suivante :

$$a(T) = 0,4572 \frac{R^2 T_c^2}{P_c^2} \left(1 + (1 - T_r^{0,5}) (0,3746 + 1,5422 \cdot \omega - 0,2699 \cdot \omega^2) \right)^2 \quad 3.4$$

$$b = 0,07780 \frac{RT_c}{P_c^2} \quad 3.5$$

avec P_c, T_c et T_r respectivement pression critique, température critique et température réduite du gaz²¹. Le paramètre indiqué par ω, dit facteur acentrique, est défini de la façon suivante :

$$\omega = -1 - \log_{10}(P_r^{sat})_{T_r=0,7} \quad 3.6$$

où la tension de vapeur réduite P_r^{sat} doit être calculée pour T_r égal à 0,7.

Le choix de cette équation se justifie car d'une part, elle permet de tenir compte des effets de fluide réel et, d'autre part, elle donne pour les hydrocarbures des résultats en général plus proches des résultats expérimentaux que d'autres équations cubiques (86). Son utilisation

²¹ La température réduite est définie par le rapport entre la température et la température critique.

apparaît nécessaire notamment en raison des hautes valeurs de la pression atteinte par le combustible dans le canal de refroidissement au cours de certains des tests, jusqu'à environ 30 bar.

Par exemple, l'erreur commise pour estimer la masse volumique du fluide pour une température de 600 K dans une plage de pression de 1 bar à 20 bar en utilisant l'équation des gaz parfaits au lieu de celle de Peng et Robinson varierait, selon cette pression, entre 0,49 % et 10,36 %.

Même au vu de l'incertitude associée à la composition du fluide (en cas de pyrolyse du carburant, la fraction molaire d'éthylène dans celui-ci peut même descendre en-dessous de 70 %) et à la mesure de ses propriétés (pression, température) ce choix apparaît donc motivé.

3.2 Calcul des propriétés thermodynamique des gaz de combustion

Les gaz de combustion pouvant être modélisés par l'équation des gaz parfaits, il est alors possible d'en déterminer la masse volumique et la capacité thermique isobare en considérant la moyenne des valeurs que ces propriétés ont pour chacun des constituants pondérée par les fractions molaires de ceux-ci (86).

3.2.1 Masse volumique

La masse volumique des gaz de combustion, indiquée par ρ_g , a été calculée en utilisant l'équation ci-après :

$$\rho_g = \sum_i y_i \rho_i = \sum_i y_i \frac{P M_i}{R T_g} \quad 3.7$$

avec T_g température du mélange, ρ_i , y_i et M_i représentent respectivement masse volumique, la fraction molaire et la masse molaire du constituant i de celui-ci.

3.2.2 Capacité thermique isobare

La capacité thermique molaire isobare des gaz de combustion, indiquée par $C_{p,g}$, a été calculée en utilisant l'équation ci-après :

$$C_{P,g} = \sum_i y_i C_{P,i} \quad 3.8$$

avec $C_{P,i}$, capacité thermique molaire du constituant i du mélange.

Le calcul des capacités thermiques des espèces dont les gaz brûlés se constituent peut se faire par des relations empiriques qui peuvent être trouvées dans la littérature. Après en avoir examiné plusieurs, le choix a été fait d'utiliser celle proposée par le American Institute of Chemical Engineers (AIChE), donnée ci-dessous (75) (87) :

$$C_{P,i} = C_{1,i} + C_{2,i} \left[\frac{C_{3,i}/T_g}{\sinh(C_{3,i}/T_g)} \right]^2 + C_{4,i} \left[\frac{C_{4,i}/T_g}{\cosh(C_{5,i}/T_g)} \right]^2 \quad 3.9$$

Dans l'équation ci-dessus, $C_{1,i}$, $C_{2,i}$, $C_{3,i}$, $C_{4,i}$ et $C_{5,i}$ sont des coefficients caractéristiques du gaz spécifique considéré (87). Le choix de cette équation a été fait car les coefficients $C_{1,i}$ à $C_{5,i}$ nécessaires pour les calculs sont, pour les espèces majoritaires constituant les gaz de combustion, disponibles dans la littérature (voir annexe A.8).

Cette équation étant valable sous l'hypothèse de comportement idéal du composé considéré, elle ne permet pas de tenir compte de la variation de la capacité thermique de celui-ci en fonction de la pression. Ceci ne pose aucun problème car la pression des gaz de combustion est toujours très proche de celle ambiante.

3.3 Calcul des propriétés de transport des gaz de combustion

3.3.1 Conductivité thermique

La conductivité thermique est considérée être une propriété de transport, car elle est directement liée au mouvement d'agitation des molécules dont le fluide se constitue.

La conductivité thermique d'un mélange gazeux dépend de la pression, de la température et de la composition du fluide. Dans le cadre de la présente étude, la conductivité thermique des gaz de combustion, indiquée par k_g , a été calculée par la loi de Chapman-Enskog (75) (88) :

$$k_g = \sum_i \frac{y_i k_i}{\sum_{j=1, j \neq i} y_j \Phi_{ij}} \quad 3.10$$

Dans l'équation ci-dessus, k_i est la conductivité thermique du constituant i du mélange et ϕ_{ij} un paramètre qui a été calculé par les équations suivantes :

$$\Phi_{ij} = \frac{\left[1 + \left(\frac{\mu_i}{\mu_j}\right)^{0,5} \left(\frac{M_j}{M_i}\right)^{0,25}\right]^2}{\left\{8 \left[1 + \frac{M_i}{M_j}\right]\right\}^{0,5}} \quad 3.11$$

$$\Phi_{ji} = \Phi_{ij} \frac{\mu_j}{\mu_i} \frac{M_i}{M_j} \quad 3.12$$

où μ_i et μ_j sont respectivement les viscosités dynamiques et M_i et M_j sont respectivement les masses molaires des constituants i et j de ce mélange. L'utilisation de la loi de Chapman-Enskog se justifie par le fait que celle-ci convient au calcul des propriétés de transport d'un mélange gazeux à basse pression (88).

De nombreuses méthodes, plus ou moins complexes, permettent de déterminer la conductivité thermique des espèces constituant les gaz brûlés. Dans le cadre de la présente étude, le choix a été fait d'utiliser, à telle fin, l'équation donnée ci-après, proposée par le American Institute of Chemical Engineers (87) :

$$k_i = \frac{C_{1,i} T_g^{C_{2,i}}}{1 + C_{3,i}/T_g + C_{4,i}/T_g^2} \quad 3.13$$

avec $C_{1,i}$, $C_{2,i}$, $C_{3,i}$, et $C_{4,i}$ coefficients caractéristiques de l'espèce. Le choix de cette équation a été fait car les coefficients $C_{1,i}$ à $C_{4,i}$ nécessaires pour les calculs sont, pour les espèces majoritaires constituant les gaz de combustion, disponibles dans la littérature. Celle-ci étant valable si ces gaz sont à la pression atmosphérique, son utilisation apparaît justifiée car la pression en chambre de combustion est très proche de cette pression.

Les coefficients $C_{1,i}$ à $C_{4,i}$ utilisés pour faire les calculs ainsi que les plages de températures de validité de cette équation sont donnés en annexe A.9.

3.3.2 Viscosité dynamique

La viscosité dynamique est considérée elle aussi une propriété de transport. La viscosité dynamique d'un mélange gazeux dépend, tout comme sa conductivité thermique, de la pression,

de la température et de la composition du fluide. Dans le cadre de la présente étude, la viscosité des gaz brûlés, indiquée par μ_g , a été estimée en utilisant la loi de Chapman-Enskog :

$$\mu_g = \sum_i \frac{y_i \mu_i}{\sum_{j=1, j \neq i} y_j \Phi_{ij}} \quad 3.14$$

où μ_i est la viscosité dynamique du constituant i du mélange et Φ_{ij} un paramètre qui a été calculé par les équations (3.11) et (3.12) données dans le paragraphe 3.3.1.

La viscosité des espèces constituant les gaz brûlés a été estimée par une équation empirique, proposée elle aussi par le American Institute of Chemical Engineers (87) :

$$\mu_i = \frac{C_{1,i} T^{C_{2,i}}}{1 + C_{3,i}/T + C_{4,i}/T^2} \quad 3.15$$

avec $C_{1,i}$, $C_{2,i}$, $C_{3,i}$, et $C_{4,i}$ coefficients caractéristiques de l'espèce. Les coefficients $C_{1,i}$ à $C_{4,i}$ utilisés pour faire les calculs ainsi que les plages de températures de validité de l'équation (3.15) sont donnés en annexe A.10.

3.4 Calcul des échanges thermiques convectifs entre les gaz de combustion et la paroi interne de la chambre

Le calcul des échanges thermiques ayant lieu par convection forcée entre les gaz brûlés et la paroi interne de la chambre de combustion a été réalisé à l'aide d'une équation empirique trouvée dans la littérature.

Avant de choisir l'équation à utiliser, une analyse des résultats des calculs CFD réalisés avec le logiciel Fluent au début de la présente étude (cf. 2.3.1) a été faite. L'analyse de ces simulations, réalisées en configuration 2D axisymétrique, a permis d'obtenir des informations très utiles sur le champ de vitesse et de température caractérisant l'écoulement des gaz de combustion dans la chambre (43).

La composition de ces gaz ayant été déterminée sous l'hypothèse d'équilibre thermodynamique (minimisation de l'énergie libre de Gibbs du système réactif) par des calculs réalisés avec le module IdealGasReactor du logiciel Cantera (89), les valeurs du nombre de Reynolds de l'écoulement gazeux à l'intérieur de la chambre ont ensuite été calculées. Ces calculs ont montrés que, dans les conditions sous lesquelles les expériences avaient été mises

en place, ces valeurs-ci étaient celles typiques d'un écoulement laminaire (toujours inférieures à 450).

Pour un écoulement laminaire en régime établi et complètement développé dans un tube à section circulaire le nombre de Nusselt se présente toujours, en convection forcée, sous la forme suivante :

$$Nu = C Re Pr^{0,33} \quad 3.16$$

avec C constante qui varie selon le cas spécifique (90) (91). Cependant, vu qu'il n'est pas possible de considérer cette condition acquise dans la totalité de la chambre de combustion, cette équation a été écartée.

Deux autres équations trouvées dans la littérature ont été alors utilisées pour calculer ce flux pour un cas de test ; les résultats de ces calculs ont ensuite été mis en comparaison afin de sélectionner la corrélation la plus adaptée.

Pour réaliser ces calculs, la chambre de combustion a été répartie en dix quartiers, chacun de 4,5 cm de hauteur. Ceux-ci sont indiqués par Q1, Q2, etc., dans la figure 28. Le flux thermique total échangé entre les gaz de combustion et la surface de la paroi interne de la chambre résulte alors de la somme des flux thermiques obtenus pour chacun de ces quartiers.

La première équation considérée a été proposée par Sieder and Tate (92) :

$$Nu = 1,86 \left(\frac{D}{H_Q} Re_D Pr \right)^{0,33} \left(\frac{\mu_{g,a}}{\mu_{g,p}} \right)^{0,14} \quad 3.17$$

Dans cette équation, D et H_Q sont respectivement le diamètre et la hauteur de chacun des dix quartiers dans lesquels la chambre de combustion a été répartie alors que μ_{g,a} et μ_{g,p} représentent respectivement la viscosité dynamique des gaz brûlés sur l'axe et près de la paroi de celle-ci.

La seconde équation considérée a été proposée par Hausen (90) (93) :

$$Nu = 3,66 + \frac{0,0668 \left(\frac{D}{H_Q} \right) Re_D Pr}{1 + 0,04 \left[\left(\frac{D}{H_Q} \right) Re_D Pr \right]^{0,67}} \quad 3.18$$

où D et H_Q sont encore respectivement le diamètre et la hauteur de chacun des dix quartiers considérés.

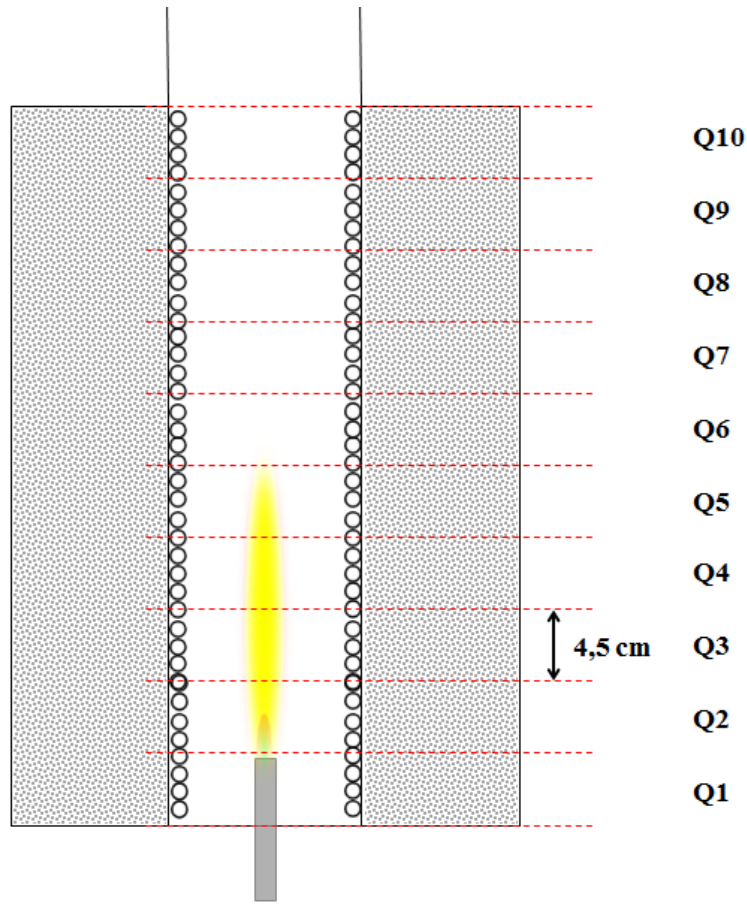


Figure 28. Représentation des dix quartiers dans lesquels la chambre a été répartie pour le calcul des échanges thermiques entre les gaz de combustion et la surface interne de la chambre

Tant pour l'équation (3.17) que pour l'équation (3.18) les propriétés physiques de l'écoulement fluide ont été calculées à une température $T_{réf}$ intermédiaire entre celle mesurée sur l'axe, indiquée comme $T_{g,a}$ et celle mesurée près de la paroi, indiquée comme $T_{g,p}$:

$$T_{réf} = \frac{T_{g,a} - T_{g,p}}{2} \quad 3.19$$

Ces températures ont été mesurées au cours des tests. Les valeurs de Nu déterminées à l'aide de ces équations ont permis de calculer, pour ce cas d'étude, les coefficients d'échange thermique entre les gaz brûlés et la surface interne de la paroi de la chambre, indiqués par $h_{g \rightarrow p, int}^{conv}$:

$$h_{g \rightarrow p, int}^{conv} = \frac{Nu k_g}{D} \quad 3.20$$

où k_g représente la conductivité des gaz de combustion à la température $T_{réf}$.

Les résultats de ces calculs sont présentés en annexe A.11. Les valeurs de Nu (et donc de h) obtenues par l'équation (3.18) se sont révélées, en général, beaucoup plus grandes que celles obtenues par l'équation (3.17). Spécifiquement, elles étaient, selon le cas, 74,1 % à 124,8 % plus élevées. Or, vu que l'utilisation des coefficients d'échange résultant de l'équation 3.18 se traduisait par une surestimation du flux thermique échangé entre les gaz brûlés et la paroi interne de la chambre (voir le bilan d'énergie présenté en annexe A.11), la décision a été prise de calculer tous les flux thermiques convectifs avec l'approche proposé par Sieder and Tate.

Ces flux, indiqués par $q_{g \rightarrow p, int}^{conv}$, ont été calculés en utilisant l'équation ci-dessous :

$$q_{g \rightarrow p, int}^{conv} = h_{g \rightarrow p, int}^{conv} (T_{g,a} - T_{g,p}) \quad 3.21$$

3.5 Calcul des échanges thermiques radiatifs entre les gaz de combustion et la paroi interne de la chambre

Le rayonnement des gaz brûlés issus d'une combustion stœchiométrique d'un hydrocarbure est dû à des molécules diatomiques (essentiellement de monoxyde de carbone, CO) et triatomiques (essentiellement de dioxyde de carbone, CO₂, et de vapeur d'eau, H₂O) qui, par vibration et par rotation, permettent l'absorption et l'émission de radiations électromagnétiques dans l'infrarouge. Ces espèces se caractérisant par des facteurs d'émission très faibles, le transfert thermique radiatif de ces gaz de combustion aux zones limitrophes est souvent moins important que celui convectif (94) (95).

Les gaz brûlés issus d'une combustion riche sont en revanche également chargés en suies, provenant de la pyrolyse d'hydrocarbures imbrûlés. Ces suies forment, au sein de la flamme, un nuage de particules qui se comporte comme un très bon émetteur, dont le rayonnement se superpose à celui provoqué par les espèces gazeuses rayonnantes que ces gaz contiennent. Cela rend souvent le transfert de chaleur par rayonnement de la flamme aux zones limitrophes beaucoup plus fort que celui par convection (94).

3.5.1 Rayonnement sous des conditions stœchiométriques

Le flux thermique radiatif entre les gaz brûlés et la surface interne de la chambre de combustion a été calculé, comme celui convectif, après avoir réparti celle-ci en dix quartiers, chacun de 4,5 cm de hauteur (voir figure 28, cf. 3.4).

Pour faire l'estimation du flux de chaleur échangé entre chacun de ceux-ci et la flamme, l'équation ci-dessous a été utilisée (90)²² :

$$q_{g \rightarrow p, int}^{rad} = F \sigma_0 (T_{g,a}^4 - T_{g,p}^4) \quad 3.22$$

Dans cette équation, F représente un facteur de forme²³ alors que σ_0 est défini de la manière suivante :

$$\sigma_0 = \frac{1}{\varepsilon_g \sigma} + \frac{1}{\varepsilon_p \sigma} - \frac{1}{\sigma} \quad 3.23$$

où ε_g et ε_p sont respectivement l'émissivité des gaz brûlés et celle de la paroi interne de la chambre et σ est la constante de Boltzmann (égale à $5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-4}$)²⁴.

L'équation (3.23) montre que la détermination des échanges radiatifs entre la flamme et la paroi de la chambre passe par le calcul de l'émissivité des gaz de combustion. Celle-ci peut être calculée par une relation empirique proposée par Leckner (96) :

$$\varepsilon_g = \varepsilon_{CO} + \varepsilon_{CO_2} + \varepsilon_{H_2O} - \Delta\varepsilon_{CO_2-H_2O} \quad 3.24$$

Dans l'équation ci-dessus, ε_{CO} , ε_{CO_2} et ε_{H_2O} sont respectivement l'émissivité de CO, de CO₂ et de H₂O alors que $\Delta\varepsilon_{CO_2-H_2O}$ est un paramètre correctif, défini de la manière suivante (96) :

$$\Delta\varepsilon_{CO_2-H_2O} = \left(\frac{\xi}{10,7 + 101\xi} - 0,0089 \xi^{10,4} \right) (\log_{10}(a + b))^{2,76} \quad 3.25$$

Les paramètres ξ , a et b qui apparaissent dans l'équation 3.25 sont définis ci-dessous :

$$\xi = \frac{p_{H_2O}}{p_{CO_2} + p_{H_2O}} \quad 3.26$$

²² Le rayonnement des gaz de combustion étant essentiellement dû à des espèces gazeuses, il n'est pas possible d'assimiler la flamme à un corps gris, ce qui normalement ne permettrait pas de calculer le flux radiatif produit par celle-ci en utilisant l'équation (3.22). Néanmoins, vu que cette équation peut être utilisée avec une approximation suffisante si la température des gaz brûlés ne dépasse pas le double de celle des parois avec lesquelles l'échange thermique se produit, le choix a été fait de l'employer dans le cadre de la présente étude (94) car cette condition est vérifiée.

²³ Dans le cadre de la présente étude, il a toujours été supposé être égal à 1.

²⁴ L'émissivité ε_p coïncide avec celle de la surface externe du canal de refroidissement, placé entre la flamme et la paroi interne de la chambre, en contact avec celle-ci. Elle est supposée être à 0,7 (103) (104).

$$a = \frac{p_{CO_2} L_{rad}}{p_a L_{rad}} \quad 3.27$$

$$b = \frac{p_{H_2O} L_{rad}}{p_a L_{rad}} \quad 3.28$$

où p_{CO_2} et p_{H_2O} représentent respectivement la pression partielle de CO_2 et de H_2O , L_{rad} une quantité purement géométrique, en relation avec la longueur du trajet optique parcouru par la radiation dans les gaz. Le produit $p_a \cdot L_{rad}$ vaut 1 bar.cm (voir annexe A.12).

La longueur L_{rad} peut être calculée par des abaques. Dans le cas spécifique, ceux-ci ont permis d'obtenir une valeur de 5,8 cm (90). Les compositions des gaz de combustion ayant été déterminées pour tous les cas d'étude, le calcul de p_{CO_2} et p_{H_2O} se fait sans aucune difficulté.

Les émissivités de CO , CO_2 et H_2O qui apparaissent dans l'équation (3.24) dépendent, en général, des pressions partielles de ces gaz, de la longueur du trajet optique parcouru par la radiation dans ces gaz et de leur température. Les émissivités de CO_2 et H_2O ont été calculées en utilisant des relations empiriques proposées par Leckner, par l'équation (96) :

$$\varepsilon_i = \varepsilon'_i f_i \quad 3.29$$

où ε_i et ε'_i représentent respectivement l'émissivité du gaz i et l'émissivité du gaz i à la même température si sa pression partielle était égale à 1 bar, alors que f_i est un facteur de correction.

Les émissivités standard ε'_i qui apparaissent dans l'équation 3.29 peuvent être déterminées par des graphes créés par Hottel et Sarofim (97) et donnés en annexe A.12, qui permettent de les obtenir en fonction de la température de la flamme et des produits de leurs pressions partielles et de la longueur du trajet optique (respectivement $p_{CO_2} \cdot L_{rad}$ et $p_{H_2O} \cdot L_{rad}$).

Les facteurs de corrections f_i , eux, peuvent être calculés par l'équation suivante, toujours proposée par Leckner (96) :

$$f_i = \left\{ 1 - \frac{(a-1)(1-P_E)}{a+b-1+P_E} \exp[-c(\log_{10}(d))^2] \right\} \quad 3.30$$

où a , b , c , d et P_E sont des paramètres donnés en annexe A.12 pour le dioxyde de carbone et la vapeur d'eau. Les relations qui permettent de calculer l'argument du logarithme sont données dans cette même annexe.

Le calcul des valeurs d'émissivité de CO en fonction de sa température, sa pression partielle et L_{rad} a été fait par des équations proposées par Malkmus and Thompson (98).

3.5.2 Rayonnement sous des conditions riches

Le calcul du flux radiatif des gaz brûlés issus d'une combustion riche résulte de la superposition du rayonnement de CO, CO₂ et H₂O et de celui des particules de suie dont ces gaz sont chargés. Ce calcul être fait en utilisant l'équation (3.22). Cela est d'autant plus justifié que les suies forment un nuage qui a presque les mêmes propriétés qu'un corps gris (94).

Le calcul de l'émissivité de la flamme a été fait en utilisant une équation proposée par Perry et Green (90), qui permet de tenir compte du rayonnement des suies :

$$\varepsilon_{g+s} = \varepsilon_g + \varepsilon_s - M \varepsilon_g \varepsilon_s \quad 3.31$$

Dans cette équation, ε_g est l'émissivité des espèces gazeuses qui contribuent au rayonnement de la flamme (encore une fois CO, CO₂ et H₂O), ε_s l'émissivité des suies, M un paramètre défini de la manière suivante :

$$M = 1,12 - 0,27 \frac{T_g}{1000} + 2,7 \cdot 10^5 f_v L_{rad} \quad 3.32$$

avec T_g température des gaz de combustion en degrés Kelvin, f_v fraction volumique de suies au sein de la flamme et L_{rad} longueur du trajet optique parcouru par la radiation électromagnétique dans les gaz brûlés (égale à 5,8 cm, voir section 3.5.1).

L'équation (3.31) repose sur l'hypothèse selon laquelle les gaz brûlés issus d'une combustion riche peuvent être considérés comme un milieu pseudo-homogène, où les particules de suie sont à la même température que les espèces gazeuses. Dû aux caractéristiques morphologiques de ces particules, dont les tailles - très faibles - se trouvent dans la plage de 10 nm à 50 nm, cette hypothèse apparait justifiée (90) (99) (100).

Les équations permettant le calcul de ε_g ayant déjà été données dans le paragraphe précédent, le calcul de ε_s peut se faire par la corrélation donnée ci-après, proposée elle aussi par Perry and Green (90) :

$$\varepsilon_s = 1 - (1 + c_1 \cdot f_v \cdot L_{rad} \cdot T_g \cdot c_2^{-1})^{-4} \quad 3.33$$

où T_g , f_v et L_{rad} sont définis de la même manière que pour l'équation (3.44), c_1 est un paramètre adimensionnel qui dépend du combustible (sa valeur étant 8,9 pour l'éthylène (101)), et c_2 un paramètre dit « seconde constante de Planck » et qui vaut 0,0144 m.K (90).

Les équations empiriques données dans ce paragraphe montrent que l'émissivité des gaz de combustion dépend, en cas de formation de suies, de la concentration de celles-ci. Faute de mesures directes, la fraction volumique de particules de suies au sein de la flamme au cours des expériences a été estimée en utilisant des données de la littérature concernant des flammes prémélangées d'éthylène et d'air se caractérisant par la même richesse que celles qui ont fait l'objet de cette étude expérimentale (99) (102).

3.6 Correction des mesures de température par thermocouple dans un environnement radiatif confiné

Les mesures des températures atteintes par les gaz brûlés issus d'une combustion qui a lieu en milieu confiné, réalisées par thermocouple, sont toujours affectées par une incertitude due aux échanges thermiques radiatifs qui se produisent entre les thermocouples utilisés pour faire ces mesures et les parois de l'enceinte où la combustion a lieu. En général, en raison de ce rayonnement, les températures mesurées sont plus faibles que celles de la flamme. L'écart entre les températures réelles et celles indiquées peuvent même être de plusieurs centaines de degrés Kelvin (103) (104) (105) (106).

L'incertitude due à ce rayonnement étant normalement celle qui en affecte le plus la qualité, il existe également d'autres phénomènes qui peuvent, eux aussi, fausser les mesures de température de gaz de combustion réalisées avec des thermocouples.

Parmi ceux-ci, les plus courants sont un mauvais échange de chaleur entre les gaz brûlés et la soudure chaude de ces thermocouples (par exemple par accumulation sur celle-ci d'un dépôt de suies) et une perte de chaleur par conduction thermique le long des fils auxquels cette soudure est connectée (105) (107) (108). Ce dernier phénomène ne peut pas être négligé si ces fils ont des épaisseurs qui ne sont pas suffisamment faibles par rapport au diamètre de sa soudure chaude (107) (109).

La détermination de l'erreur de mesure commise, nécessaire pour obtenir la température réelle à partir de celle mesurée, n'est pas facile à réaliser, car cette erreur dépend de nombreux paramètres, tels que les émissivités du thermocouple et des surfaces internes de la chambre, la composition et la température des gaz brûlés, la vitesse de l'écoulement gazeux. Par exemple,

l'écart entre les températures réelle et mesurée est en général d'autant plus grand que la flamme est turbulente. La taille du thermocouple affecte elle aussi cette erreur, qui est d'autant plus importante que le diamètre de la soudure chaude est grand (104) (105) (110).

Dans le cadre de la présente étude, des thermocouples type R et type K ont été utilisés pour mesurer les températures atteintes par les gaz de combustion au cours des expériences mises en place. Les thermocouples utilisés, quel qu'en soit le type, ont tous des soudures chaudes de 0,8 mm de diamètre reliées à des conducteurs de 0,5 mm de diamètre. Ces soudures pouvant être considérées, avec une bonne approximation, de forme sphérique, un modèle théorique basé sur un bilan thermique entre les échanges convectifs et les échanges radiatifs qui ont lieu autour d'elles a été utilisé afin de calculer l'écart entre les températures mesurées et celles réelles.

Ce modèle, proposé par Blevins and Pitts (103), porte sur une hypothèse, celle de régime thermique complètement établi, qui n'est pas, dans les cas d'étude examinés, rigoureusement vérifiée. En effet, au cours des tests il existe des phases pendant lesquelles les températures mesurées varient même de plusieurs degrés par minute.

Cependant, le choix a été fait d'utiliser quand même ce modèle car il représente un bon compromis entre la nécessité d'obtenir des valeurs de température précises et celle de ne pas dédier à ce travail de correction un temps excessif par rapport aux objectifs de l'étude. En plus, ce modèle est largement utilisé pour la correction de mesures de température de gaz de combustion réalisées par thermocouple (104) (110).

Le modèle de Blevins and Pitts a été implémenté en considérant pour la chambre de combustion une géométrie simplifiée, représentée en figure 29.

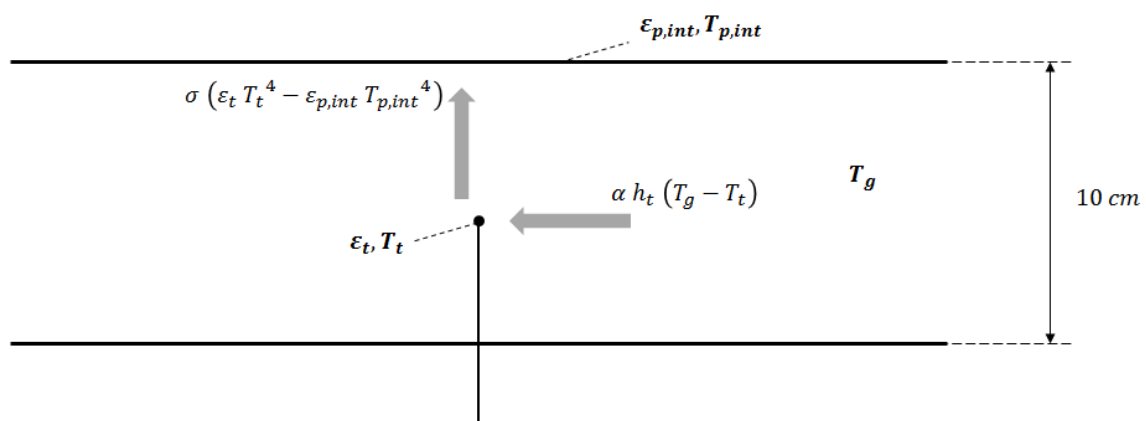


Figure 29. Géométrie simplifiée considérée pour corriger les erreurs de mesures de température dues au rayonnement entre les thermocouples et la paroi de la chambre

Le bilan thermique entre échanges convectifs et échanges radiatifs pour l'un quelconque des thermocouples installés dans la chambre s'exprime avec l'équation suivante :

$$\alpha h_t (T_g - T_t) = F_{t \rightarrow p, \text{int}} (\varepsilon_t \sigma T_t^4 - \varepsilon_{p, \text{int}} \sigma T_{p, \text{int}}^4) \quad 3.34$$

Dans cette équation, h_t représente le coefficient d'échange convectif entre le thermocouple et les gaz de combustion, T_g et T_t représentent respectivement la température réelle des gaz de combustion et celle mesurée par le thermocouple, $T_{p, \text{int}}$ est la température de la face interne de la paroi de la chambre, ε_t et $\varepsilon_{p, \text{int}}$ sont respectivement l'émissivité du thermocouple et celle de la paroi et $F_{t \rightarrow p, \text{int}}$ est le facteur de forme associé à la géométrie considérée.

Dans l'équation (3.34) apparaît également un autre paramètre, α , qui permet de tenir compte du transfert de chaleur par conduction le long des fils auxquels la soudure chaude du thermocouple est reliée. Ceux-ci étant quasiment aussi gros que la soudure à leurs extrémités, les densités de flux conductif le long de ces fils sont du même ordre de grandeur que celles de flux convectif entre cette soudure et les gaz de combustion, et ne peuvent donc pas être négligées.

L'estimation de ce transfert conductif, qui accroît l'écart entre T_g et T_t , est très compliquée. Pour cette raison, le choix a été fait, dans le cadre de la présente étude, d'utiliser des valeurs trouvées dans la littérature. Il a ainsi été décidé de supposer α égal à 0,8 (107).

Parmi les autres paramètres qui apparaissent dans l'équation (3.34), le facteur de forme $F_{t \rightarrow p, \text{int}}$, déterminé par des abaques proposés par Perry et Green (90), a été supposé égal à 1 pour tous les thermocouples, indépendamment des positions qu'ils occupent dans la chambre. L'émissivité ε_t des thermocouples a été considérée égale à 0,8, celle de la surface interne de la chambre $\varepsilon_{p, \text{int}}$ égale à 0,7.

La température $T_{p, \text{int}}$ atteinte par la paroi n'ayant jamais été mesurée, celle-ci a été supposée être 50 K plus faible que celle mesurée par les thermocouples quand ceux-ci sont positionnés, lors d'un test, à 1 cm de celle-ci²⁵.

La connaissance du champ de vitesse et de la composition de l'écoulement, déterminés respectivement par des calculs CFD réalisés à l'aide du logiciel Fluent et par des calculs

²⁵ Le positionnement des thermocouples dans la chambre au cours des expériences et leurs déplacements au cours des tests seront abordés dans le chapitre suivant, où les modalités de mise en place des essais expérimentaux seront détaillées (cf. 4.2.3). L'estimation de la température de la paroi est détaillée dans le chapitre suivant (cf. 4.3.1.8).

cinétiques réalisés à l'aide du logiciel Cantera, a permis d'estimer les valeurs du coefficient d'échange convectif autour des soudures chaudes des thermocouples installés dans la chambre.

A cette fin, l'équation donnée ci-après, proposée elle aussi par Blevins and Pitts, a été utilisée :

$$h_t = \frac{k_{g,t}}{D_t} \cdot [2 + (0.4 \cdot 0.06 \cdot Re_{D_t}^{0.5}) Re_{D_t}^{0.5} + Re_{D_t}^{0.67} \cdot Pr^{0.4}] \quad 3.35$$

où $k_{g,t}$ est la conductivité thermique des gaz brûlés à proximité des thermocouples et D_t est le diamètre des soudures chaudes des thermocouples.

Pour le calcul des nombres de Reynolds et Prandtl qui apparaissent dans l'équation (3.35) les propriétés des gaz brûlés sont déterminées à la température de ces gaz autour des thermocouples. Celles-ci étant différentes de celles mesurées, une méthode itérative a été utilisée pour résoudre cette équation.

Ce travail de correction des valeurs de température mesurées par des thermocouples a permis d'observer que, dans les conditions de mise en place des expériences, elles s'écartaient parfois de plusieurs centaines de degrés Kelvin de celles réelles. Selon le cas, les températures réelles des gaz brûlés, obtenues grâce à l'application de la méthode de Blevins and Pitts, se sont révélées environ 3 % à 20 % plus élevées que celles indiquées par les thermocouples.

Les écarts entre les températures mesurées et celles des gaz de combustion sont en général plus importants dans le bas de la chambre de combustion, où la différence entre la température de la flamme et celle de la surface interne de la paroi est la plus grande (ce qui accroît le flux thermique échangé par rayonnement qui varie en fonction de la puissance quatre de la température).

Cela est évident en figure 33, où les températures mesurées par deux thermocouples, situés respectivement à 5 cm (thermocouple T_5 dans la figure) et à 40 cm de l'extrémité du brûleur (thermocouple T_40 dans la figure), au cours d'une expérience sont mises en comparaison avec celles obtenues après correction.

Cette figure permet d'observer que l'écart qui existe entre les températures mesurées et les températures réelles, très important pour le thermocouple situé près de l'extrémité du brûleur (la température des gaz brûlés étant 25 à 30 % plus élevée que celle indiquée par le thermocouple), est beaucoup moins fort pour l'autre (la température des gaz brûlés étant 3 à 5 % plus élevée que celle indiquée par le thermocouple).

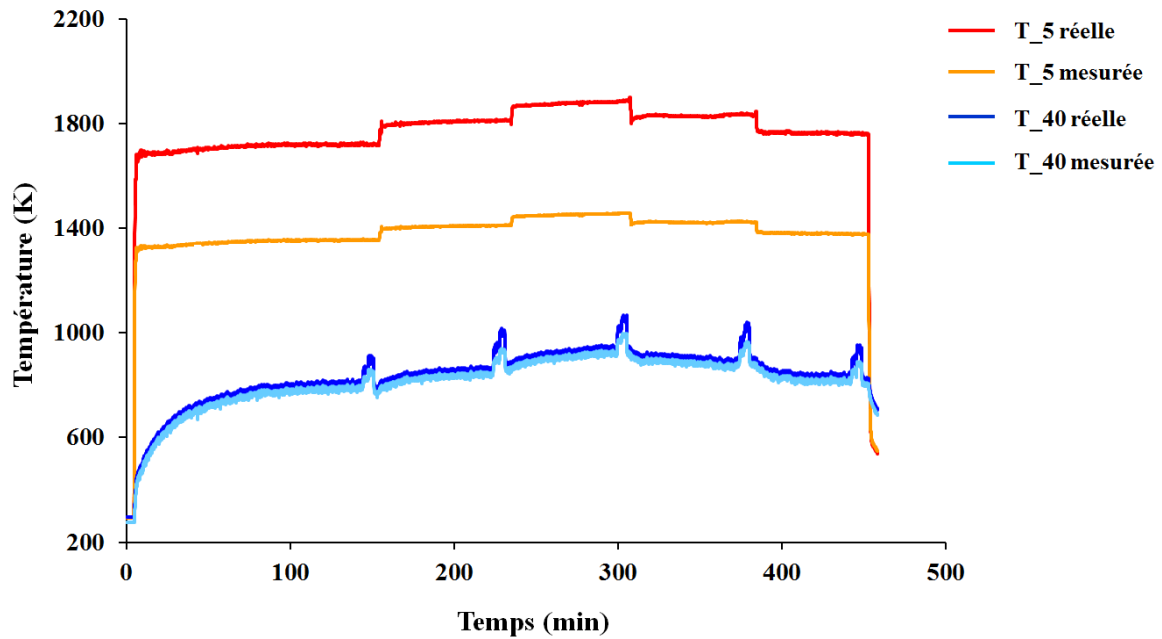


Figure 30. Comparaison entre les températures mesurées par deux thermocouples au cours d'un test et les températures réelles des gaz de combustion

3.7 Calcul des flux thermiques principaux

Pour mieux analyser le comportement du circuit régénératif vis-à-vis d'une sollicitation extérieure, telle qu'une variation de l'un des paramètres de commande, les principaux flux thermiques caractérisant la chambre de combustion ont été calculés.

La combustion du carburant injecté dans la chambre ayant lieu à pression constante, la puissance thermique q_{comb} mise en jeu par celle-ci peut être calculée en utilisant l'équation ci-après :

$$q_{comb} = \dot{m}_c \cdot \Delta H_{carb} \quad 3.36$$

où \dot{m}_c représente le débit massique de carburant et ΔH_{carb} son enthalpie de combustion. Celle-ci est un paramètre d'état, ce qui signifie que son calcul nécessite tant la connaissance de l'état initial que celle de l'état final du mélange réactif.

Or, la pression et la température du fluide alimenté au brûleur étant mesurées, sa composition n'est, en revanche, pas connue. Faute d'informations plus précises, le choix a été donc fait d'estimer cette enthalpie de combustion en supposant que le carburant qui brûle soit de l'éthylène non décomposé.

Dans ce cadre, l'état des produits de combustion en termes de composition et température a été déterminé en supposant que la combustion ait lieu à la pression ambiante en condition

adiabatique et que ces produits-ci soient ceux de l'équilibre thermodynamique. Ces calculs, basés sur le principe de la minimisation de l'énergie libre de Gibbs, ont été faits pour tous les cas d'étude avec le module IdealGasReactor du logiciel Cantera. Suivant les conditions de mise en œuvre des expériences, trois valeurs de la richesse ont été considérées, respectivement 1, 1,25 et 1,5.

L'enthalpie de combustion de l'éthylène ΔH_{carb} a été puis calculée en utilisant l'équation suivante (111) :

$$\Delta H_{carb} = \Delta H_{C_2H_4}^{T_i} + \bar{C}_{p,g} (T_f - T_i) \quad 3.37$$

Dans l'équation ci-dessus, $\Delta H_{C_2H_4}^{T_i}$ est l'enthalpie de combustion de l'éthylène à la température de l'état initial, T_i et T_f sont respectivement la température à l'état initial et celle à l'état final et $\bar{C}_{p,g}$ est la valeur moyenne de la capacité thermique des gaz de combustion entre les deux températures T_i et T_f .

Selon le cas, ΔH_{carb} varie entre 27,9 MJ.kg⁻¹, valeur obtenue pour une richesse égale à 1,5, et 43,0 MJ.kg⁻¹, valeur obtenue pour une richesse égale à 1. D'autres informations sont données en annexe A.13.

Le flux thermique entre les gaz de combustion est la surface interne de la paroi de la chambre de combustion a été lui aussi calculé. L'équation ci-dessous a été utilisée :

$$q_{g \rightarrow p, int} = q_{g \rightarrow p, int}^{conv} + q_{g \rightarrow p, int}^{rad} \quad 3.38$$

où $q_{g \rightarrow p, int}^{conv}$ et $q_{g \rightarrow p, int}^{rad}$ représentent les flux thermiques par unité de surface échangés entre les gaz de combustion et la paroi interne de la chambre respectivement par convection et rayonnement.

Le calcul de ces flux a été détaillé dans les paragraphes 3.4 et 3.5.

Le flux thermique sensible absorbé par le carburant qui circule dans le canal de refroidissement a été calculé afin de mieux caractériser la capacité du fluide refroidisseur d'évacuer le flux thermique généré par la combustion. Ce calcul a été fait par l'équation suivante :

$$q_{refr}^{sens} = \dot{m}_c \bar{C}_{p,refr} (T_{cr,sor} - T_{cr,ent}) \quad 3.39$$

où \dot{m}_c représente le débit massique d'éthylène alimenté, $T_{cr,ent}$ et $T_{cr,sor}$ sont respectivement la température de ce fluide mesurée en entrée et en sortie du canal de refroidissement et $\bar{C}_{p,refr}$ est la valeur moyenne de la capacité thermique du carburant entre ces deux températures.

La composition de celui-ci variant le long du canal de refroidissement, le calcul de sa capacité thermique a été fait en exploitant les calculs cinétiques réalisés avec CHEMKIN-PRO (qui sont détaillés dans le chapitre 5) avec un code de calcul monodimensionnel (le code de calcul Plug Flow Reactor). Cette approche a permis de tenir compte de la variation de la composition du carburant due à sa décomposition²⁶.

Le flux thermique endothermique absorbé par le carburant grâce à sa décomposition endothermique a été lui aussi calculé :

$$\mathbf{q}_{refr}^{chim} = \dot{m}_c \tau_p \Delta H_{déc} \quad 3.40$$

avec τ_p taux de décomposition du combustible (défini comme le rapport entre le débit massique de carburant décomposé et celui de carburant alimenté) et $\Delta H_{déc}$ enthalpie de décomposition de celui-ci. Celle-ci est calculée par l'équation ci-dessous :

$$\Delta H_{déc} = \sum_i x_f^{p,i} H_f^{p,i} - \sum_j H_f^{C_2H_4} \quad 3.41$$

avec $H_f^{C_2H_4}$ enthalpie molaire de formation de l'éthylène, $x_f^{p,i}$ et $H_f^{p,i}$ respectivement fraction molaire et enthalpie molaire de formation du constituant i du mélange formé par la pyrolyse du carburant.

Pour terminer, le flux thermique échangé par convection naturelle entre la surface externe de la paroi de la chambre a été lui aussi calculé.

Le calcul des échanges thermiques ayant lieu par convection naturelle entre la surface externe de la chambre de combustion et l'environnement extérieur a été réalisé en utilisant une équation empirique proposée par Churchill and Chu, donnée ci-après (112) :

²⁶ Comme ces calculs le montrent, la température $T_{cr,sor}$ ne représente pas la température la plus élevée atteinte par le fluide refroidisseur dans le canal de refroidissement, celle-ci étant, pour certains cas d'étude, 200 K à 300 K plus importante. L'équation 3.39 entraîne donc une sous-estimation du flux thermique sensible absorbé par le carburant dans le canal de refroidissement. Néanmoins, ce flux permet de caractériser la réponse du circuit régénératif en termes de capacité d'évacuation de chaleur vis-à-vis d'une sollicitation extérieure, telle qu'une augmentation ou diminution du débit de carburant.

$$Nu = \left\{ 0,60 + \frac{0,387 Ra^{0,167}}{\left[1 + (0,559/Pr)^{0,563}\right]^{0,296}} \right\}^2 \quad 3.42$$

Dans l'équation ci-dessus, le nombre de Rayleigh Ra est défini par le produit entre Re et Pr. Le calcul des propriétés physiques de l'air est fait à la température suivante :

$$T_{réf} = \frac{T_{p,ext} - T_{air,ext}}{2} \quad 3.43$$

où $T_{p,ext}$ est la température de la surface externe de la chambre de combustion alors que $T_{air,ext}$ est celle de l'air ambiant.

Une fois Nu calculé, le coefficient d'échange convectif $h_{p,ext \rightarrow air,ext}^{conv}$ entre la surface externe et l'air environnant est déterminé par l'équation suivant :

$$h_{p,ext \rightarrow air,ext}^{conv} = \frac{Nu k_g}{D} \quad 3.44$$

avec k_g conductivité thermique de l'air à la température $T_{réf}$. Le flux thermique peut ensuite être calculé en utilisant l'équation suivante :

$$q_{p,ext \rightarrow air,ext} = h_{p,ext \rightarrow air,ext} (T_{p,ext} - T_{air,ext}) \quad 3.45$$

Or, pour calculer $h_{p,ext \rightarrow air,ext}$ et Nu il est nécessaire de connaître la température $T_{p,ext}$. Faute de mesures directes, cette température doit être calculée.

A cette fin, la paroi de la chambre a été assimilée à un cylindre creux se constituant de trois couches (voir en figure 31).

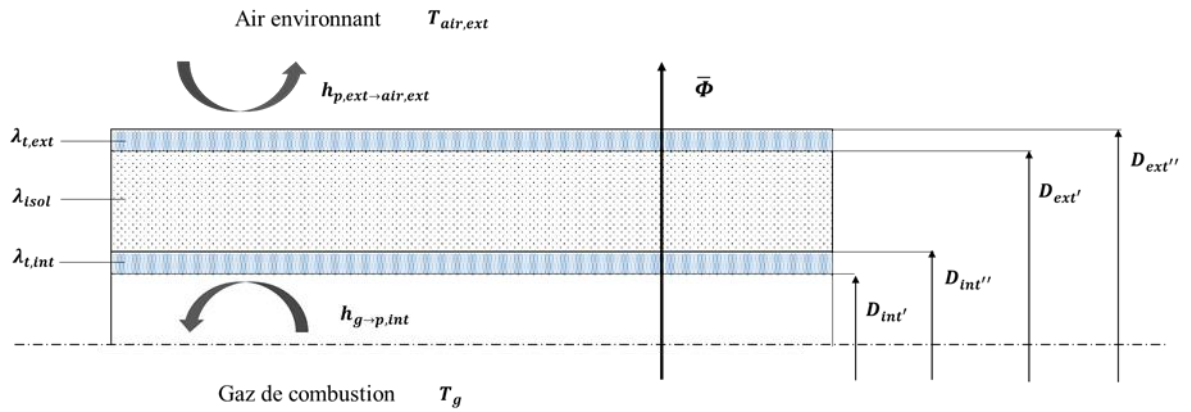


Figure 31. Schéma simplifiée de la chambre de combustion utilisé comme modèle pour le calcul des échanges thermiques entre la chambre de combustion et l'environnement extérieur

En régime permanent, le flux de chaleur qui traverse cette paroi peut s'exprimer de la manière suivante (90) :

$$\begin{aligned}
 q_{paroi} &= \frac{T_{g,p} - T_{air,ext}}{R_{int} + R_{t,int} + R_{isol} + R_{t,ext} + R_{ext}} \approx q_{p,ext \rightarrow air,ext} + q_{refr}^{sens} + q_{refr}^{chim} \\
 &= h_{p,ext \rightarrow air,ext} (T_{p,ext} - T_{air,ext}) + \dot{m}_c \bar{c}_{p,refr} (T_{cr,sor} - T_{cr,ent}) \\
 &\quad + \dot{m}_c \tau_p \Delta H_{déc}
 \end{aligned} \tag{90}$$

Dans l'équation ci-dessus, $T_{g,p}$ représente la température des gaz de combustion près de la paroi (mesurée au cours des tests). Les résistances thermiques qui apparaissent dans l'équation ci-dessus peuvent être calculées par les équations ci-après (91) :

$$R_{int} = \frac{1}{\pi D'_{p,int} (h_{g \rightarrow p,int}^{conv} + h_{g \rightarrow p,int}^{rad}) H} \tag{91}$$

$$R_{t,int} = \frac{\ln \left(\frac{D''_{p,int}}{D'_{p,int}} \right)}{2 \pi k_{t,int}} \tag{92}$$

$$R_{isol} = \frac{\ln \left(\frac{D'_{p,ext}}{D''_{p,int}} \right)}{2 \pi k_{isol}} \tag{93}$$

$$R_{t,ext} = \frac{\ln \left(\frac{D''_{p,ext}}{D'_{p,ext}} \right)}{2 \pi k_{t,ext}} \tag{94}$$

$$R_{ext} = \frac{1}{\pi D''_{p,ext} (h_{p,ext \rightarrow air,ext}^{conv}) H} \quad 3.51$$

Dans ces équations, $D'_{p,int}$ et $D''_{p,int}$ représentent respectivement le diamètre interne et externe du tuyau en acier intérieur, $D'_{p,ext}$ et $D''_{p,ext}$ représentent respectivement le diamètre interne et externe du tuyau en acier extérieur, $k_{t,int}$ et $k_{t,ext}$ sont respectivement la conductivité thermique du tuyau interne et la conductivité thermique tuyau externe, k_{isol} celle de l'isolant.

Les coefficients d'échange $h_{g \rightarrow p,int}^{conv}$ et $h_{g \rightarrow p,int}^{rad}$ représentent respectivement le coefficient d'échange convectif et le coefficient d'échange radiatif entre les gaz de combustion et la surface interne de la chambre. Le calcul de $h_{g \rightarrow p,int}^{conv}$ a déjà été abordé précédemment (cf. 3.4). Le coefficient d'échange radiatif $h_{g \rightarrow p,int}^{rad}$ peut être calculé en utilisant l'équation ci-dessous (90) (93) :

$$h_{g \rightarrow p,int}^{rad} = \sigma_0 (T_{g,a}^2 + T_{g,p,int}^2)(T_{g,a} + T_{g,p}) \quad 3.52$$

avec $T_{g,a}$ température des gaz de combustion mesurée sur l'axe de la chambre et σ_0 défini précédemment (cf. 3.5.1).

Dans l'équation (3.46) apparaît un seul inconnue : $T_{p,ext}$. Elle a été résolue à l'aide du logiciel commercial Matlab. Cela a permis de calculer la température de la surface externe de la chambre et le flux échangé entre celle-ci et l'ambient. Les résultats de ce calcul sont présentés dans le chapitre suivant (cf. 4.3.2.3).

Les conductivités thermiques des matériaux dont la paroi de la chambre de combustion se constitue ont été calculées :

- A la température $T_{p,int}$ pour le tuyau en acier interne ;
- A la température $T_{p,ext}$ pour le tuyau en acier interne ;
- A la température moyenne de celles-ci pour l'isolant.

Les principaux flux thermiques caractérisant la chambre de combustion sont représentés dans la figure ci-dessous.

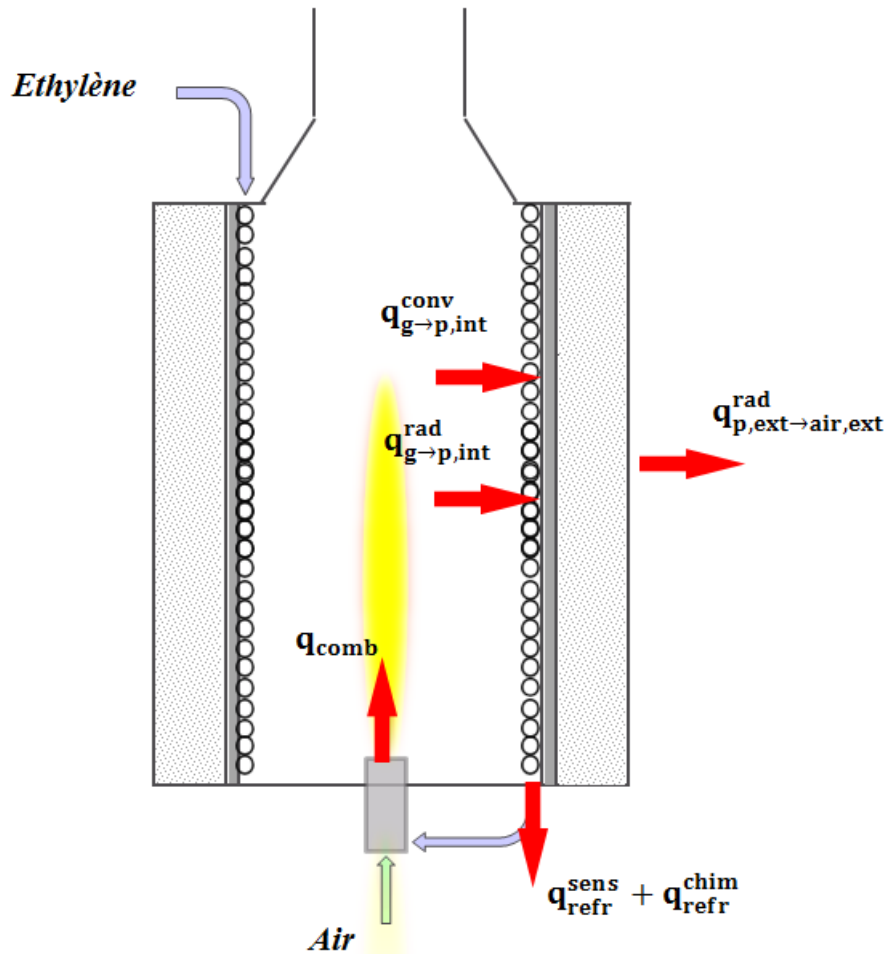


Figure 32. Principaux flux thermiques caractérisant la chambre de combustion

3.8 Performance du circuit régénératif en termes de récupération d'énergie

Afin de mieux caractériser l'efficacité du circuit régénératif en termes de récupération d'énergie, la performance d'échange thermique de celui-ci en tant qu'échangeur de chaleur a été calculée.

En général, l'efficacité d'échange thermique d'un échangeur de chaleur peut être définie comme le rapport entre la puissance thermique réellement échangée entre le fluide chaud et le fluide froid et la puissance thermique maximale que théoriquement les deux écoulements pourraient s'échanger, avec les mêmes conditions d'entrées des fluides (nature, débit) dans l'échangeur supposé de longueur infinie. Dans le cas spécifique, le circuit régénératif peut être vu comme un échangeur thermique à contre-courant se caractérisant par des écoulements très inégaux, la longueur du parcours du fluide froid (le combustible-refroidisseur qui circule dans

le canal de refroidissement) étant beaucoup plus importante que celle du parcours des gaz brûlés (le fluide chaud) (113) (114) (115). Un schéma simplifié du circuit régénératif vu comme un échangeur de chaleur est donné en figure 33.

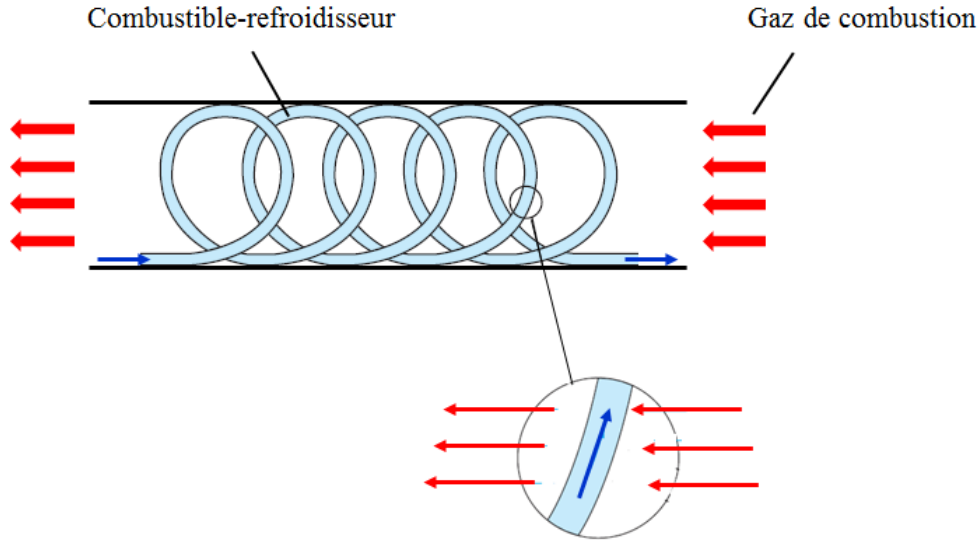


Figure 33. Schéma simplifié du circuit régénératif

L'efficacité d'échange thermique du circuit régénératif a été calculée par l'équation suivante, proposée par Fakheri (116) :

$$\eta = \frac{q_{refr}}{q_{refr}|_{opt}} = \frac{q_{refr}}{U \cdot S_{p,int} \cdot \overline{\Delta T}_{log}} \quad 3.53$$

Dans l'équation ci-dessus, q_{refr} représente le flux thermique sensible absorbé par le combustible dans le canal de refroidissement (calculé avec l'équation (3.39)), U le coefficient d'échange global entre les deux écoulements, $S_{p,int}$ la surface interne de la paroi de la chambre de combustion et $\overline{\Delta T}_{log}$ la différence de température moyennée entre l'entrée et la sortie pour les fluides chaud et froid.

Spécifiquement, U est défini de la manière suivante (90) :

$$U = \left(\frac{1}{h_{g \rightarrow p,int}^{conv} + h_{g \rightarrow p,int}^{rad}} + \frac{D_{cr,int} \cdot \ln(D_{cr,ext}/D_{cr,int})}{2 \cdot k_{cr}} + \frac{1}{h_{refr}} \right)^{-1} \quad 3.54$$

où $h_{g \rightarrow p,int}^{conv}$ et $h_{g \rightarrow p,int}^{rad}$ représentent respectivement le coefficient d'échange thermique convectif et radiatif entre les gaz de combustion et la face interne de la paroi de la chambre, $D_{cr,int}$ et $D_{cr,ext}$ sont respectivement le diamètre interne et externe du canal de refroidissement,

k_{cr} sa conductivité thermique et h_{refr} le coefficient d'échange convectif entre le fluide refroidisseur et la paroi de ce canal.

La différence de température moyennée $\overline{\Delta T}_{log}$ est définie de la façon suivante (90) :

$$\overline{\Delta T}_{log} = \frac{(T_{g,ent} - T_{cf,sor}) - (T_{g,sor} - T_{cf,ent})}{\log((T_{g,ent} - T_{cf,sor}) - (T_{g,sor} - T_{cf,ent}))} \quad 3.55$$

Dans l'équation ci-dessus, $T_{cr,ent}$ et $T_{cr,sor}$ sont respectivement la température du fluide refroidisseur mesurée en entrée de canal de refroidissement et à sa sortie et $T_{g,ent}$ et $T_{g,sor}$ sont respectivement la température de gaz de combustion mesurée à la hauteur du brûleur et à la sortie de ces gaz de la chambre.

3.9 Mise en place d'essais préliminaires pour la prise en main du dispositif expérimental

La chambre de combustion ayant été conçue afin de permettre l'échauffement du carburant dans le canal de refroidissement jusqu'à des températures telles à en permettre sa décomposition thermique, des expériences préliminaires ont été réalisées, avant de mettre en place celles prévues dans le cadre de l'étude expérimentale, pour vérifier le bon fonctionnement du banc et son adaptation aux besoins de celle-ci.

Ces tests, d'une durée totale de 930 minutes, ont permis d'une part d'obtenir les toutes premières informations concernant la dynamique de la chambre vis-à-vis d'une variation du principal paramètre de commande, le débit de carburant alimenté, et d'autre part, de vérifier la bonne reproductibilité des résultats de tests réalisés sous les mêmes conditions opératoires à quelques journées d'intervalle les unes des autres. Ils ont également permis de mieux comprendre l'effet de la richesse de la combustion sur l'échauffement du fluide refroidisseur dans le canal de refroidissement. Enfin, ces essais ont mise en évidence certaines difficultés expérimentales qui ont obligé à la réadaptation de la matrice d'essai initiale et qui seront détaillées dans ce qui suit.

Les conditions expérimentales de mise en place des expériences préliminaires sont comparées dans le tableau 1, où ces expériences sont numérotées de 1 à 4 (par exemple, EP1 : expérience préliminaire 1).

Expérience	Débit de carburant (g.s ⁻¹)	Richesse	Pression maximum atteinte par le fluide refroidisseur (bar)	Durée (min)
EP1	0,03	1,3	2,5	145
EP2	0,03-0,04	1,5	3,5	320
EP3	0,03-0,04	1,5	3,5	320
EP4	0,05	1,5	6,2	115

Tableau 1. Conditions de mise en œuvre des expériences préliminaires pour la prise en main

Le débit de combustible alimentant la chambre de combustion ne pouvant pas dépasser, pour des raisons de sécurité, 0,1 g.s⁻¹, la première expérience préliminaire, indiquée comme EP1, a été menée en alimentant à la chambre un débit d'éthylène de 0,03 g.s⁻¹ (pour un richesse égale à 1,3).

Ce test, interrompu 140 minutes après son début, a montré le bon fonctionnement de l'application « Gestionnaire de la chambre de combustion » conçue pour le pilotage du banc. Il a également montré que, le test démarré, le temps nécessaire pour que le système atteigne un état de fonctionnement stationnaire est de plusieurs dizaines de minutes. Cela peut bien être compris en analysant les profils de pression et température du fluide refroidisseur mesurés respectivement à l'entrée et à la sortie du canal de refroidissement, donnés en figure 34.

L'analyse des courbes représentées dans cette figure montre que, pour ce cas, le temps de stabilisation de cette pression est plus faible que celui de stabilisation de cette température. Vu que celle-ci représente au cours d'un test le paramètre qui nécessite le plus de temps pour se stabiliser après une variation du débit de combustible, il a été décidé de la considérer comme paramètre de référence pour la définition de la condition de fonctionnement de la chambre de combustion.

Au cours d'une expérience, celle-ci est alors considérée en régime stationnaire lorsque la dérivée temporelle de la température du carburant à la sortie du canal de refroidissement devient inférieure à 0,1 K.min⁻¹.

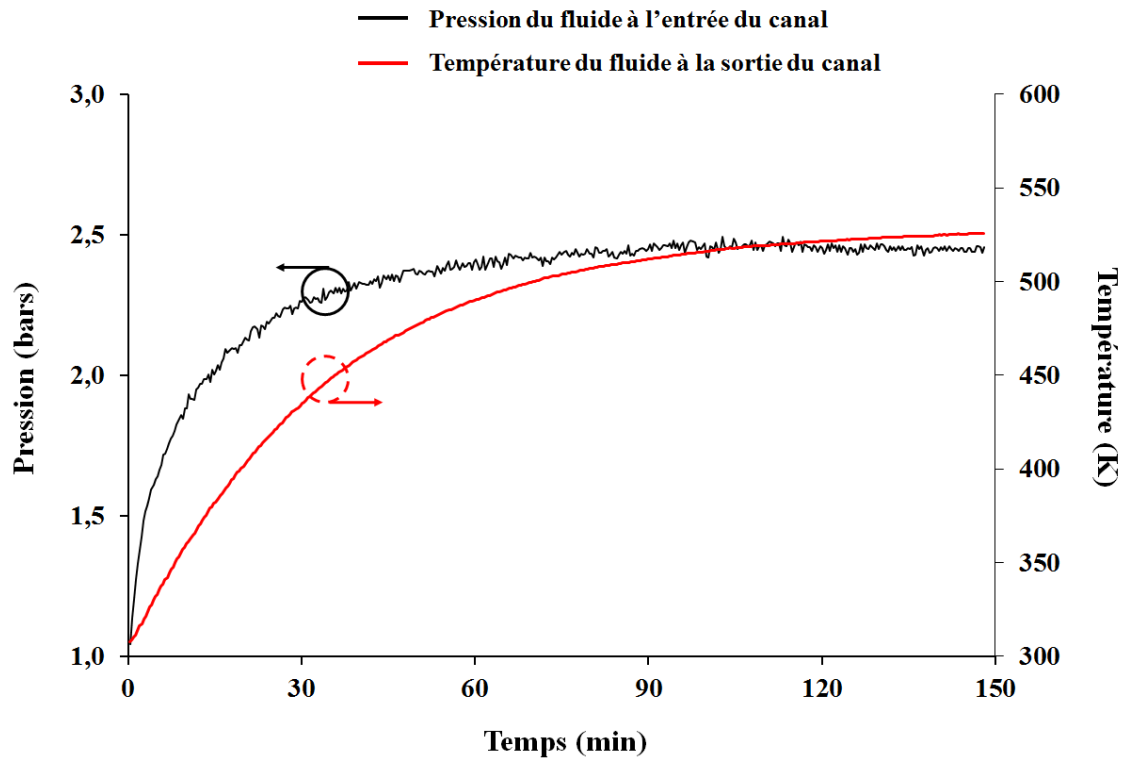


Figure 34. Profils de pression et de température du fluide refroidisseur mesurés respectivement à l'entrée et à la sortie du canal de refroidissement au cours de l'expérience EP1

Les expériences préliminaire EP2 et EP3 ont été réalisées sous les mêmes conditions opératoires (débit de carburant alimenté à la chambre égal à $0,03 \text{ g.s}^{-1}$ pour les premières 240 minutes, augmenté jusqu'à $0,04 \text{ g.s}^{-1}$ pour les 80 minutes restantes, richesse égale à 1,5). À la fin de ces deux essais, qui, contrairement au précédent, ont été menés en faisant varier le débit de carburant au cours du test, un résidu liquide, formé par la décomposition du carburant, a été observé dans la cellule de régulation de pression CRP (cf. 2.3.2.2).

Ces deux expériences ont permis, entre outre, d'observer que :

1. Les températures des gaz de combustion mesurées par les thermocouples installés dans la chambre (au cours de ces tests, sur l'axe de celle-ci) augmentent si le débit de carburant alimenté est augmenté (voir figure 35) ;
2. La température et la pression atteintes par le fluide refroidisseur, mesurées respectivement à la sortie et à l'entrée du canal de refroidissement de la chambre, augmentent elles aussi en fonction du débit d'éthylène (voir figures 36 et 37)²⁷ ;

²⁷ Cette augmentation de la température du fluide refroidisseur en fonction du débit de combustible n'avait pas été prévue au départ, car, le circuit régénératif pouvant être assimilé à un échangeur de chaleur à contre-courant et le

3. La décomposition thermique du fluide refroidisseur peut être obtenue même en alimentant la chambre par un débit de carburant beaucoup moins important que la valeur maximale envisagée initialement ($0,1 \text{ g}\cdot\text{s}^{-1}$).

Les relevés de température et de pression présentés dans les figures 35 à 37 permettent aussi de vérifier la bonne reproductibilité des résultats de tests réalisés sous les mêmes conditions opératoires à quelques journées d'intervalle.

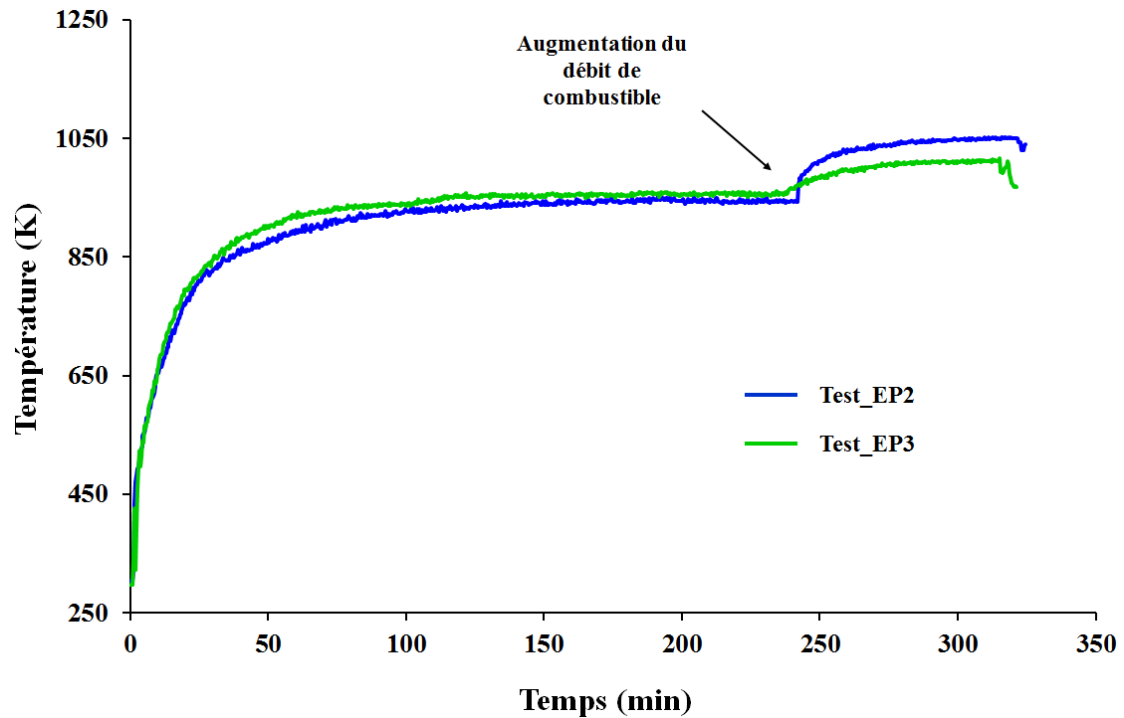


Figure 35. Profils de température des gaz de combustion mesurés à 40 cm de la base de la chambre au cours des expériences EP2 et EP3

combustible-refroidisseur étant, dans ce contexte, le fluide froid, il aurait été plus logique de prédire l'inverse. Ce point sera mieux abordé dans le chapitre dédié à l'analyse de résultats de l'étude expérimentale (cf. 4.3.1)

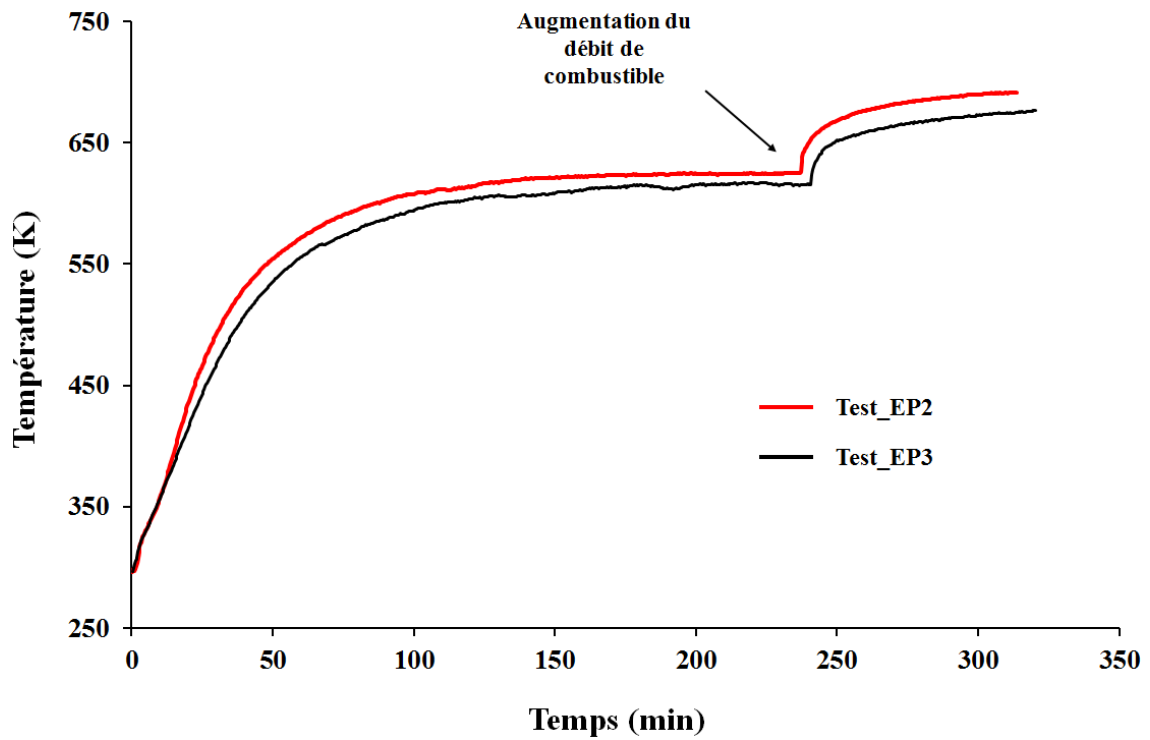


Figure 36. Profils de température du fluide refroidisseur mesurés au la sortie du canal de refroidissement au cours des expériences EP2 et EP3

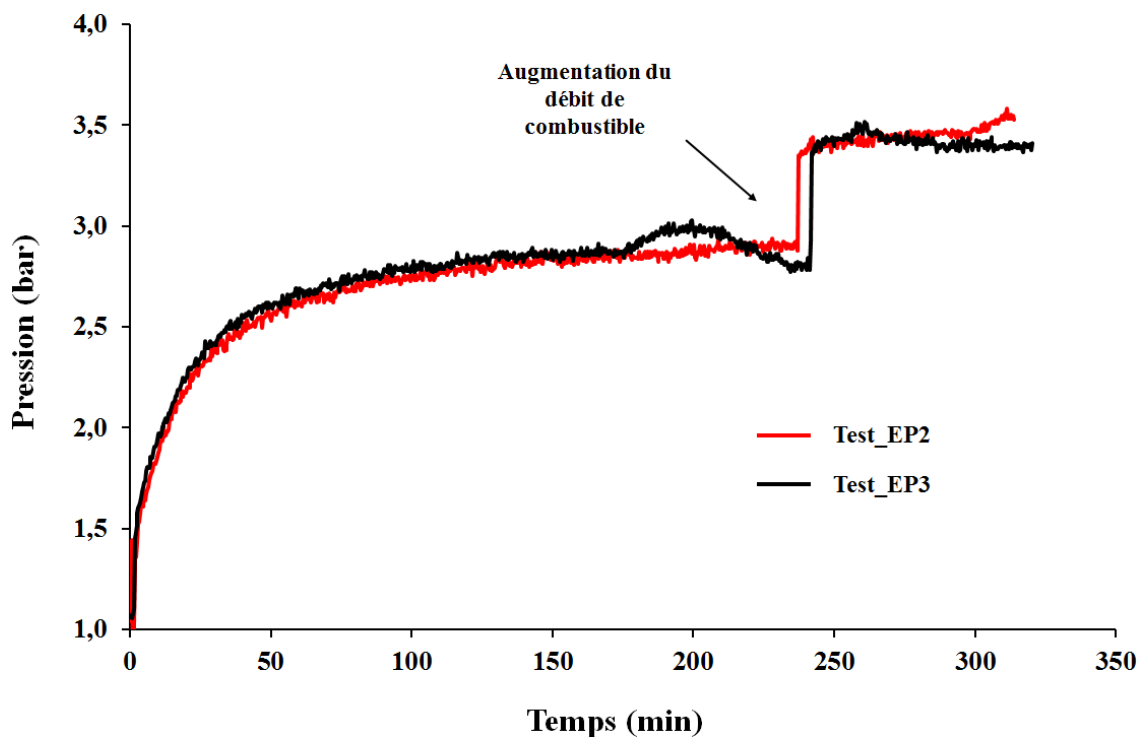


Figure 37. Profils de pression du fluide refroidisseur mesurés au l'entrée du canal de refroidissement au cours des expériences EP2 et EP3

Une analyse plus détaillée des profils de température représentées en figure 36 permet également de noter que les valeurs maximales atteintes par la température du fluide à la sortie du canal de refroidissement au cours de ces deux tests, respectivement 691 K pour l'essai 2 et 668 K pour l'essai 3, sont inférieures à celles normalement nécessaires pour permettre la décomposition de l'éthylène alimenté à la chambre (qui, selon la littérature, pour ces conditions se situent au-delà de 900 K). En effet, ainsi qu'il sera détaillé dans la suite de ce mémoire, les températures maximum atteintes par ce fluide dans ce canal sont bien plus élevées que celles mesurée à sa sortie (cf. 5.3.2).

Cela explique la pyrolyse du carburant au cours de ces deux expériences préliminaires, attestée par l'accumulation d'une (faible) quantité de liquide formé par la décomposition de cet hydrocarbure dans la cellule de régulation de pression (voir figure 38)²⁸.



Figure 38. Résidu de la pyrolyse de l'éthylène, formé au cours de l'expérience EP3

Pour terminer l'analyse des tests EP2 et EP3, il convient de remarquer qu'en général les températures atteintes par le combustible au cours de ces essais sont beaucoup plus élevées que celle atteinte au cours de l'expérience EP1. Plus spécifiquement, les valeurs atteintes par ces températures 145 minutes après le début du test (ce qui correspond à la durée totale de l'essai EP1) sont, pour les trois tests EP1, EP2 et EP3, respectivement d'environ 413 K, 620 K et 598 K.

²⁸ La couleur très foncée et l'état liquide de ces produits prouvent la formation de composés lourds, beaucoup plus que l'éthylène initial

Le débit de carburant alimenté à la chambre étant le même, cette différence s'explique surtout par l'effet de la richesse. Une montée de celle-ci de 1,3 à 1,5 se traduit par une augmentation du transfert thermique radiatif (et par conséquent le flux de chaleur total) entre les gaz de combustion et le canal de refroidissement. Ce point sera mieux abordé dans le chapitre suivant (cf. 4.3.2).

La dernière expérience préliminaire, l'expérience EP4, a été réalisée sous les mêmes conditions de richesse que les expériences EP2, EP3 ($\varphi = 1,5$) mais avec un débit d'éthylène plus important ($0,05 \text{ g.s}^{-1}$ en début de test). Cette expérience a été arrêtée 115 minutes après son début car la décomposition du carburant a entraîné la formation d'un dépôt carboné qui s'est accumulé dans le canal de refroidissement jusqu'à en provoquer le bouchage.

Cela s'est accompagné d'une montée en pression du fluide refroidisseur dans ce canal aussi rapide qu'il s'est avéré nécessaire d'interrompre le test afin d'éviter un quelconque incident.

Cette montée en pression est illustrée en figure 39, où sont donnés le profil de pression mesuré à l'entrée du canal de refroidissement (indiquée comme $P_{cr,ent}$) et celui de température mesuré à la sortie de celui-ci (indiquée comme $T_{cr,sor}$). La pression du combustible à la sortie du canal de refroidissement étant constante et proche de celle ambiante, le profil de pression donné en figure 38 représente aussi la perte de charge que le fluide refroidisseur subi en le traversant.

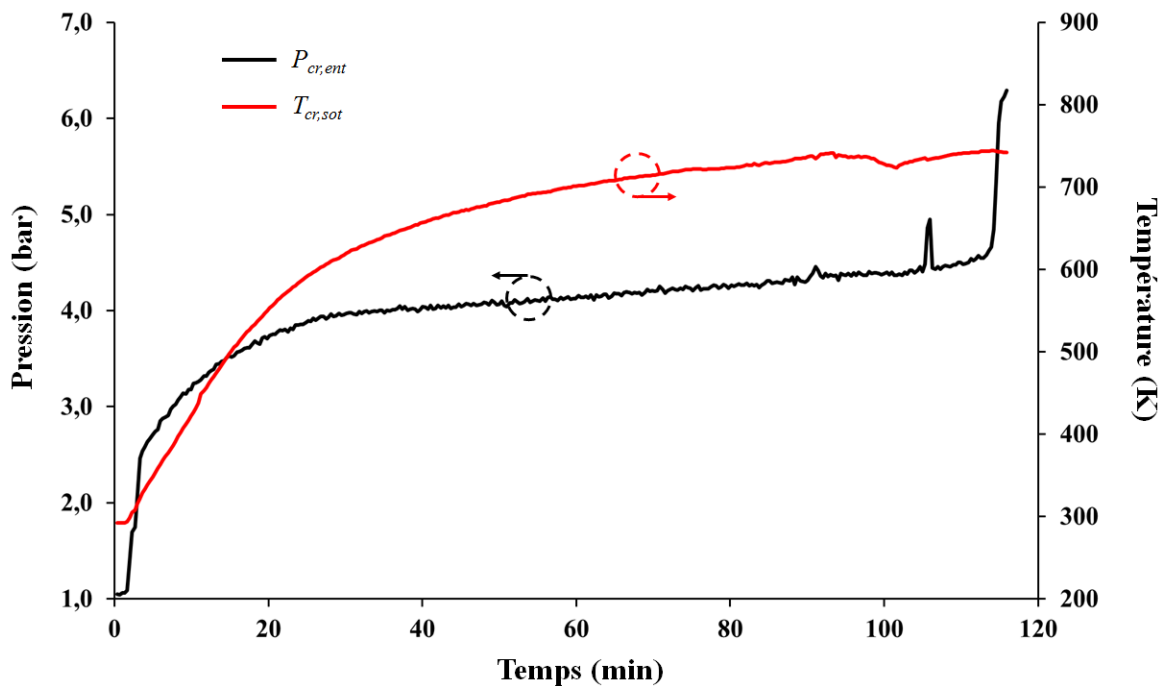


Figure 39. Profils de pression et de température du fluide, mesurés respectivement à l'entrée du canal de refroidissement mesuré à la sortie de celui-ci

Le profil de température présente, environ 93 minutes après le début de l'expérience, une baisse marquée qui se poursuit pendant environ 8 minutes. Ce phénomène peut s'expliquer de la manière suivante : le thermocouple placé dans l'écoulement représente un point d'arrêt sur lequel le dépôt carboné formé par la décomposition du carburant peut s'accumuler. Ce dépôt se comporte comme une couche isolante, car la conductivité thermique du coke est très faible (elle est comprise, selon ses caractéristiques et la température, entre $1 \text{ W.m}^{-1}.\text{s}^{-1}$ et $2 \text{ W.m}^{-1}.\text{s}^{-1}$, celle de la soudure chaude d'un thermocouple type k étant d'environ un ordre de grandeur plus importante (75)).

Par conséquent, la formation de ce dépôt initiée, la température mesurée par le thermocouple situé à la sortie du canal de refroidissement décroît au fur et à mesure que son épaisseur augmente. Cela n'entraîne aucune conséquence évidente sur la perte de charge subie par le refroidisseur, qui continue à monter très lentement. Cette constatation est importante car elle confirme des observations présentées dans le travail de Gascoin (40) pour un banc d'essai différent et un fluide différent.

L'expérience préliminaire EP4 a mis en évidence la difficulté de mettre en place des expériences de longue durée car la pyrolyse du carburant qui alimente la chambre de combustion peut, sous certaines conditions, entraîner la formation d'un dépôt carboné capable de causer l'obstruction du canal de refroidissement.

De nombreuses études ayant montré que la formation de ce dépôt est d'autant plus rapide que le flux thermique absorbée par le fluide refroidisseur est important et que ce flux est d'autant plus important que le débit de combustible est élevé, le choix a alors été fait de réadapter la matrice d'essai initiale suite à ces différentes constatations.

En effet, il avait été initialement prévu la mise en place de tests où les débits de carburant alimentés variaient entre $0,05 \text{ g.s}^{-1}$ et $0,1 \text{ g.s}^{-1}$, ce qui entraînerait le bouchage du canal de refroidissement en quelques minutes. Le choix a donc été fait de réduire ce débit de manière à permettre la décomposition thermique de l'éthylène tout en limitant autant que possible la formation de coke.

3.10 Conclusion

Le calcul des transferts thermiques entre le refroidisseur et les gaz de combustion passe par la capacité d'exprimer les propriétés physiques de ces fluides en fonction de leurs pressions et

de leurs températures. Pour ce faire, des modèles trouvés dans la littérature ont été utilisés ; leur choix a été justifié.

L'estimation des échanges de chaleur, convectifs et radiatifs, entre les gaz brûlés et la surface interne de la chambre a été elle aussi réalisée en utilisant des équations empiriques trouvées dans la littérature. Vu que l'évaluation de ces flux thermiques est fortement affectée par le gradient de température entre l'axe de la chambre et la zone de proche-paroi, un travail de correction des températures mesurées a été fait. Ce travail, qui a montré que les températures réelles étaient environ 3 % à 20 % plus élevées que celles mesurées, a permis d'améliorer considérablement la précision des flux calculés.

Le calcul des flux thermiques radiatifs générés en conditions riches (ϕ supérieur à 1) nécessitant l'évaluation de l'émissivité des gaz de combustion, faute de mesures directes ce paramètre a dû être estimé en utilisant des données trouvées dans la littérature concernant des flammes prémélangées d'éthylène et d'air ayant la même richesse que celles étudiées. Néanmoins, vu que cette émissivité varie beaucoup en fonction des conditions de mise en place des expériences, le niveau d'incertitude associée au calcul de ces échanges radiatifs est beaucoup plus important que pour les échanges convectifs. Cela sera mieux abordé dans ce qui suit (cf. 4.3.2.3).

D'autres flux thermiques pertinents (flux thermique total mis en jeu par la combustion, flux thermiques sensible et endothermique absorbés par le carburant dans le canal de refroidissement, etc.) ont été calculés. La performance d'échange thermique du circuit régénératif en tant qu'échangeur de chaleur a été définie.

Des expériences préliminaires ont été réalisées afin de vérifier le bon fonctionnement du banc de test et son adaptation aux besoins de l'expérimentation.

Ces expériences, qui ont permis d'obtenir les toutes premières informations sur l'effet d'une variation du paramètre de commande principal, le débit de combustible, ont aussi confirmé la bonne reproductibilité des résultats de tests. En même temps, elles ont mis en évidence certaines difficultés expérimentales qui ont obligé à la réadaptation de la matrice d'essai initiale.

Le chapitre suivant présente les résultats de l'étude expérimentale conduite dans le cadre de la présente thèse et en propose une analyse détaillée.

4 Résultats expérimentaux, analyse et discussion

L'installation expérimentale décrite dans le chapitre 2 a été utilisée pour étudier la dynamique du couplage combustion-pyrolyse caractérisant un moteur refroidi par son propre carburant. Les conditions opératoires pour la mise en place des expériences en termes de débit de combustible et de richesse de la combustion ont été choisies de manière à représenter au mieux celles caractérisant le moteur de référence.

Vu que les expériences préliminaires réalisées afin de permettre la prise en main du banc ont montré la difficulté de réaliser des essais de longue durée avec un débit d'éthylène supérieur à $0,05 \text{ g.s}^{-1}$ (cf. 3.10), cette valeur limite n'a pas été dépassée au cours des tests.

4.1 Objectifs de l'étude expérimentale

Dans le cadre des travaux réalisés sur les statoréacteurs et les superstatoréacteurs refroidis par l'utilisation d'un endocarburant, la présente étude vise à améliorer la compréhension du couplage entre la combustion et la décomposition du combustible afin de développer une stratégie de contrôle-moteur adaptée aux besoins de ces types de propulseurs. Pour ce faire, les temps caractéristiques des phénomènes mis en jeu par le refroidissement régénératif doivent être déterminés, afin de développer un modèle global de comportement.

Cette étude expérimentale a pour objectif de répondre aux suivants verrous scientifiques :

1. Quel sont les temps caractéristiques des échanges de quantité de mouvement et des échanges thermiques ?
2. Comment la dualité fonctionnelle du combustible, qui est en même temps source d'énergie et fluide refroidisseur, affecte-t-elle la réponse du circuit régénératif lorsqu'une sollicitation externe se produit?
3. Y-a-t-il une bijection entre le paramètre de commande principal, le débit de combustible, et certains paramètres de sortie pertinents ?
4. Est-il possible de développer des relations semi-empiriques entre ce paramètre et les plus importants paramètres de sortie ?
5. Existe-t-il des points de fonctionnement stables différents les uns des autres qui correspondent à la même valeur du paramètre de commande (hystérésis) ?
6. Comment la richesse de la combustion affecte-t-elle le comportement de la chambre de combustion ?

La durée totale des expériences a été d'environ 50 heures. La matrice d'essais, élaborée après l'étude préliminaire de caractérisation du dispositif expérimental abordé précédemment (cf. 3.9), est présentée dans le tableau 2. Afin de mieux définir le comportement dynamique du circuit régénératif vis-à-vis d'une variation du paramètre de commande principal, le débit d'éthylène, les tests ont tous été menés en faisant varier, au cours de ceux-ci, ce paramètre.

Expérience	Débit de carburant (g.s ⁻¹)	Richesse	Pression maximum atteinte par le carburant (bar)	Durée (min)
E1	0,020-0,030-0,040	1,50	13,8	183,5
E2	0,020-0,024-0,028	1,00	3,8	359,7
E3	0,020-0,024-0,028	1,25	3,2	234,0
E4	0,020-0,024-0,028	1,50	4,0	329,4
E5	0,024	1,00-1,25-1,50	7,2	331,9
E6	0,020-0,024-0,028	1,00	6,7	449,1
E7	0,020-0,025-0,029	1,25	11,0	335,2
E8	0,020-0,024-0,029	1,50	31,2	343,4
E9	0,016	1,25	10,5	396,0

Tableau 2. Conditions de mise en œuvre des expériences menées pour analyser la dynamique de la chambre de combustion à refroidissement régénératif

Le paragraphe suivant (cf. 4.2) liste les paramètres d'entrée / sortie qui ont fait l'objet de cette étude expérimentale et décrit la procédure opératoire suivie pour la mise en place des expériences.

4.2 Mise en place d'essais de longue durée pour l'étude paramétrique

4.2.1 Paramètres d'étude

De nombreux paramètres peuvent influencer, directement ou indirectement, la décomposition thermique du carburant qui traverse le canal de refroidissement. Ceux-ci sont listés dans le tableau 3 ci-après :

Paramètre	Symbole	Unité
Débit d'éthylène alimenté à la chambre de combustion	\dot{m}_c	g.s^{-1}
Pression du combustible dans le canal de refroidissement	P_{refr}	bar
Richesse de la combustion	φ	-
Temps de séjour du combustible dans le canal de refroidissement	$t_{\text{séj}}$	s
Nombre de Reynolds de l'écoulement du combustible ²⁹	Re_{refr}	-
Densité de flux thermique à la paroi	$q_{\text{g} \rightarrow \text{p, int}}$	kW.m^{-2}
Température du combustible dans le canal de refroidissement	T_{refr}	K

Tableau 3. Paramètres qui influencent, directement ou indirectement, la décomposition thermique du fluide dans le canal de refroidissement

Ces paramètres ne sont pas indépendants les uns des autres. Or, l'étude expérimentale paramétrique réalisée dans le cadre de la présente thèse est limitée à l'analyse de l'influence de deux de ces paramètres, le débit de combustible \dot{m}_c et la richesse φ . Cela se justifie par le fait que l'utilisation des régulateurs de débit dont le dispositif d'essais est équipé permet, au cours d'un test, de définir et éventuellement varier les valeurs de ces paramètres de manière suffisamment précise pour en examiner les effets sur la dynamique du couplage pyrolyse – combustion.

Néanmoins, vu que la chute de pression subie par le carburant dans le canal de refroidissement est liée à son débit et, même si indirectement, à la richesse de la combustion, l'analyse des effets de ces deux paramètres n'a pas pu être découplée de celle de l'influence de la pression du fluide refroidisseur.

Les deux paramètres \dot{m}_c et φ affectent directement ou indirectement, outre la pression, aussi le temps de séjour et le régime d'écoulement du fluide, ainsi que le flux thermique à la paroi et la température atteinte par le carburant dans le canal de refroidissement. Cela est confirmé par les figures 40 et 41, qui montrent schématiquement l'effet d'une augmentation de l'un de ceux deux paramètres sur les autres³⁰.

²⁹ Ce nombre adimensionnel caractérise le régime d'écoulement du fluide refroidisseur.

³⁰ Deux autres paramètres, respectivement le matériau dont la paroi du tube se constitue et les impuretés éventuellement dissoutes dans le combustible, peuvent affecter la pyrolyse du carburant. Les deux étant indépendants des autres, ils n'ont pas fait l'objet de la présente étude.

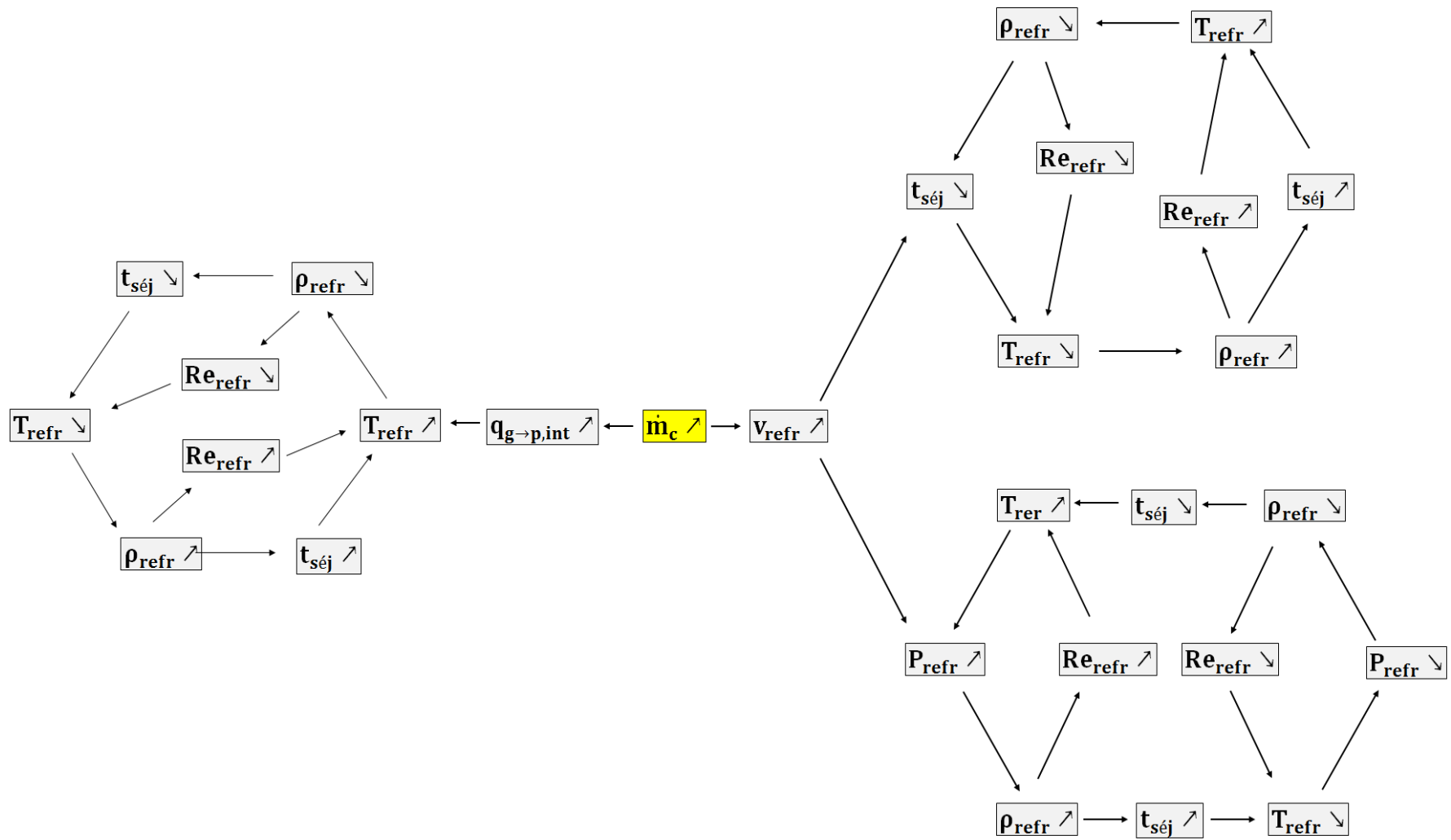


Figure 40. Effet d'une variation du débit de combustible \dot{m}_c sur les principaux paramètres qui influencent la pyrolyse du carburant

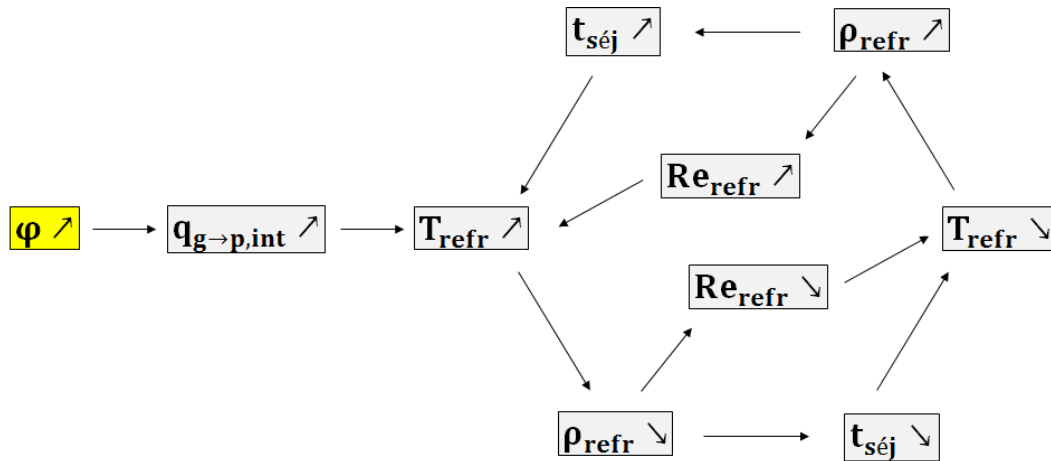


Figure 41. Effet d'une variation de la richesse ϕ sur les principaux paramètres qui influencent la pyrolyse du carburant

Ces figures permettent de bien comprendre la complexité des couplages entre les paramètres qui influencent la pyrolyse du fluide refroidisseur ; ce qui confirme l'intérêt d'une étude expérimentale des phénomènes impliqués par le refroidissement régénératif par endocarburant.

Vu que la pression à laquelle le fluide se décompose peut en influencer la pyrolyse (et donc la combustion), une vanne de réglage de la pression a été installée en amont du brûleur pour faire varier ce paramètre au cours d'un test, afin d'analyser les conséquences de ces variations sur la dynamique des phénomènes.

4.2.2 Paramètres de sortie pertinents mesurés ou calculés

Les paramètres de sortie mesurés au cours d'une expérience sont listés dans le tableau 4, alors que les principaux paramètres de sortie calculés en utilisant les données récupérées au cours des tests sont listés dans le tableau 5.

Le taux de variation de la température du carburant mesurée à la sortie du canal de refroidissement (voir tableau 5) est défini de la manière suivante :

$$\tau_{T_{cr,sor}} = \frac{dT_{cr,sor}}{dt} \quad 4.1$$

où $T_{cr,sor}$ est la température du fluide à la sortie du canal de refroidissement. Ce paramètre permet de caractériser les temps caractéristiques des échanges thermiques entre les gaz de combustion et le fluide refroidisseur.

Le taux de variation de la pression du carburant mesurée à l'entrée du canal de refroidissement (voir tableau 5) est défini de la manière suivante :

$$\tau_{P_{cr,ent}} = \frac{dP_{cr,ent}}{dt} \quad 4.2$$

où $P_{cr,ent}$ est la pression de ce carburant à l'entrée du canal de refroidissement. Ce paramètre permet de caractériser, lui, les temps caractéristiques des échanges de quantité de mouvement.

Les effets d'une variation des paramètres de commande sur les principaux paramètres de sortie seront détaillés dans ce qui suit.

Paramètre	Symbole	Unité
Débit d'éthylène alimenté à la chambre de combustion	\dot{m}_c	$g \cdot s^{-1}$
Débit d'air alimenté à la chambre de combustion	\dot{m}_{air}	$g \cdot s^{-1}$
Température atteinte par les gaz de combustion (thermocouples TC1 – TC10, cf. 2.3.1)	T_g	K
Température du combustible à l'entrée du canal de refroidissement (contrôleur de débit d'éthylène)	$T_{cr,ent}$	K
Pression du combustible à l'entrée du canal de refroidissement (capteur de pression TPE-1, cf. 2.3.1)	$P_{cr,ent}$	bar
Température du combustible à la sortie du canal de refroidissement (thermocouples TC_{cr} , cf. 2.3.1)	$T_{cr,sor}$	K
Pression du combustible à la sortie du canal de refroidissement (capteur de pression TPE-2, cf. 2.3.1)	$P_{cr,sor}$	bar
Température de l'air alimenté au brûleur (contrôleur de débit d'air, cf. 2.3.1)	T_a	K
Pression de l'air alimenté au brûleur (capteur de pression TPA, cf. 2.3.1)	P_{air}	bar

Tableau 4. Paramètres de sortie mesurés au cours d'une expérience

Paramètre	Symbole	Unité
Flux thermique échangé par convection entre les gaz brûlés et la paroi interne de la chambre de combustion (cf. 3.4)	$q_{g \rightarrow p, \text{int}}^{\text{conv}}$	kW.m^{-2}
Flux thermique échangé par rayonnement entre les gaz brûlés et la paroi interne de la chambre de combustion (cf. 3.5)	$q_{g \rightarrow p, \text{int}}^{\text{rad}}$	kW.m^{-2}
Flux thermique échangé entre la chambre de combustion et l'environnement extérieur (cf. 3.7)	$q_{p, \text{ext} \rightarrow \text{air}, \text{ext}}$	kW.m^{-2}
Flux thermique sensible absorbé par le combustible-refroidisseur dans le canal de refroidissement (cf. 3.7)	$q_{\text{refr}}^{\text{sens}}$	kW.m^{-2}
Flux thermique endothermique absorbé par le combustible-refroidisseur dans le canal de refroidissement (cf. 3.7)	$q_{\text{refr}}^{\text{chim}}$	kW.m^{-2}
Performance du circuit régénératif en termes de récupération de l'énergie mise en jeu par la combustion (cf. 3.8)	η	-
Taux de variation de la température du combustible-refroidisseur mesurée à la sortie du canal de refroidissement	$\tau_{T_{\text{co}, \text{sor}}}$	K.min^{-1}
Taux de variation de la pression du combustible-refroidisseur mesurée à l'entrée du canal de refroidissement	$\tau_{P_{\text{cr}, \text{ent}}}$	bar.min^{-1}
Taux de cokage	τ_{coke}	$\mu\text{g.cm}^{-2}.\text{s}^{-1}$

Tableau 5. Paramètres de sortie calculés en utilisant les données récupérées au cours des expériences

4.2.3 Protocol expérimental : déroulement d'un test

Exception faite pour les expériences E5 et E9, réalisées en modifiant respectivement la richesse et la pression du carburant, les autres tests ont tous été conduits en faisant varier, après que le système avait atteint un point de fonctionnement stationnaire, le débit de combustible \dot{m}_c . Pour mieux comprendre le mode opératoire, le déroulement du test E2, analysé dans la suite de ce chapitre (cf. 4.3), est détaillé dans ce paragraphe.

Au cours de cette expérience, le débit d'éthylène a été varié sur une plage de $0,020 \text{ g.s}^{-1}$ à $0,028 \text{ g.s}^{-1}$. Le débit initial de $0,020 \text{ g.s}^{-1}$ a été d'abord augmenté deux fois, respectivement de $0,020 \text{ g.s}^{-1}$ à $0,024 \text{ g.s}^{-1}$ et de $0,024 \text{ g.s}^{-1}$ à $0,028 \text{ g.s}^{-1}$, puis réduit deux fois, respectivement de $0,028 \text{ g.s}^{-1}$ à $0,024 \text{ g.s}^{-1}$ et de $0,024 \text{ g.s}^{-1}$ à $0,020 \text{ g.s}^{-1}$. Chaque fois que ce débit a été modifié par les expérimentateurs, le débit de comburant a été lui aussi varié simultanément selon la même dynamique de manière à ne pas changer la richesse, égale à 1,0 tout au long de l'expérience.

Vu que les conditions opératoires n'ont été modifiées qu'après la stabilisation du système, au cours de cette expérience cinq plateaux de fonctionnement stationnaire ont été atteints³¹.

Le positionnement des thermocouples au cours de ce test (mais aussi des autres) est montré dans la figure 42.

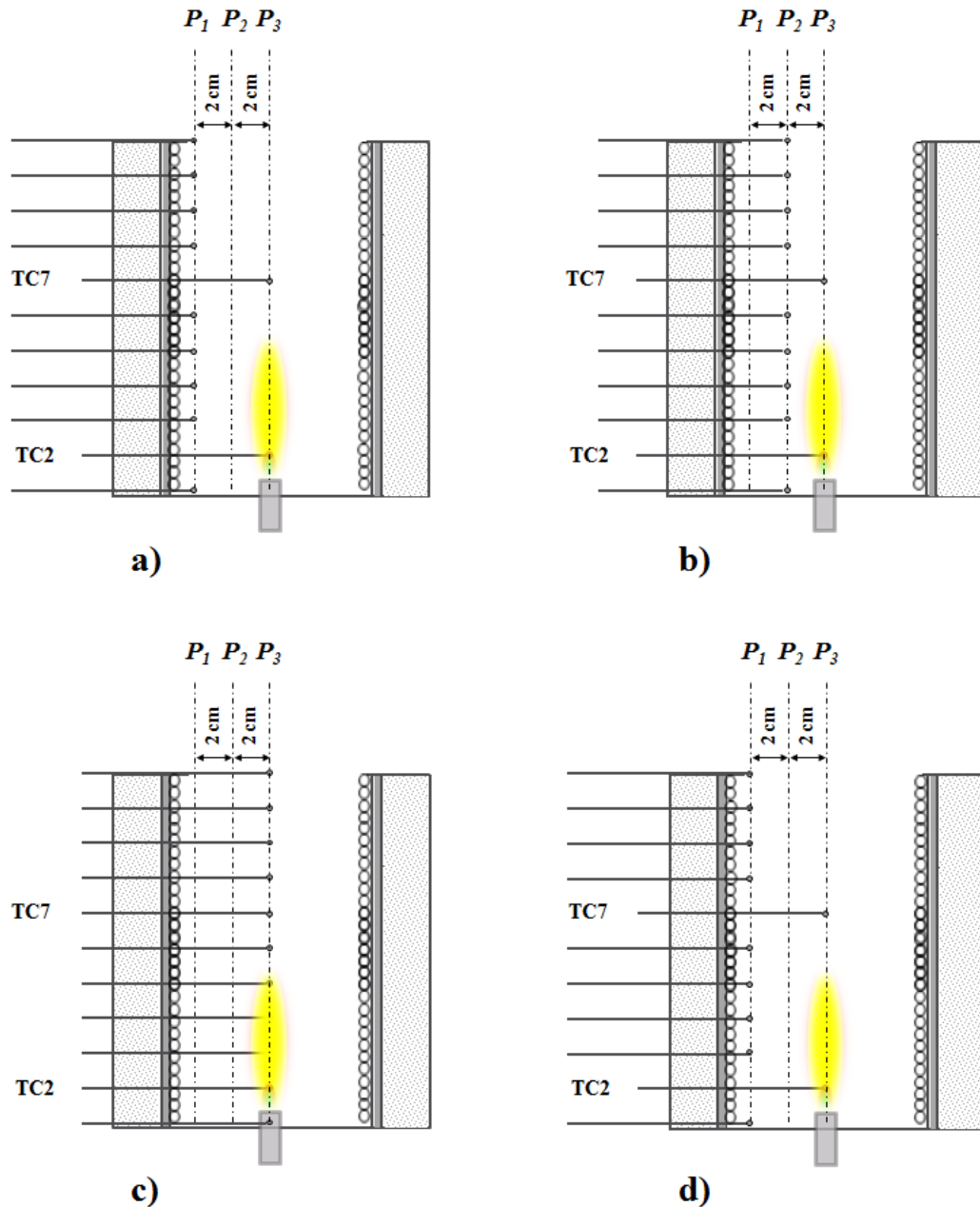


Figure 42. Schéma représentant le positionnement des thermocouples dans la chambre au cours d'un test

³¹ Pour tous les tests la chambre de combustion a été considérée stationnaire une fois le taux de variation de la température du combustible-refroidisseur mesurée à la sortie du canal de refroidissement par le thermocouple TC_{cr} devenue inférieure à $0,1 \text{ K}\cdot\text{min}^{-1}$. Dans la suite de ce chapitre, ces conditions de fonctionnement stationnaires seront numérotées chronologiquement, de 1 à 5.

Au début de chaque expérience les thermocouples situés dans la chambre de combustion sont placés en position P1, à 1 cm de la paroi interne, à l'exception des deux thermocouples TC2 et TC7 qui sont en position P3, sur l'axe de la chambre (figure 42a). Lorsque le système atteint une condition de fonctionnement stationnaire, tous les thermocouples en position P1 sont déplacés vers l'intérieur, d'abord en position P2, à 3 cm de la paroi, où ils restent pendant 5 minutes, jusqu'à la stabilisation des relevés de température (figure 42b), puis en position P3, sur l'axe, où ils restent pendant 5 minutes encore (figure 42c).

Avant de modifier le débit de carburant, tous les thermocouples sont replacés en position initiale (figure 42d). Le déroulement du test E2 est détaillé dans l'annexe A14.

A titre illustratif, la figure 43 présente deux relevés de température concernant cet essai, correspondant respectivement au thermocouple TC2 et au thermocouple TC6, situé respectivement à 8 cm et à 28 cm de la base de la chambre (voir figure 11, cf. 2.3.1.1). Le thermocouple TC2 occupant la position P3 pendant toute la durée de l'expérience, les variations de la température mesurée sont dues à celles de débit tandis que le thermocouple TC6 enregistre aussi des variations dues aux déplacements du thermocouple au cours de ce test (des positions P1 à P2 puis P3 avant chaque changement de débit).

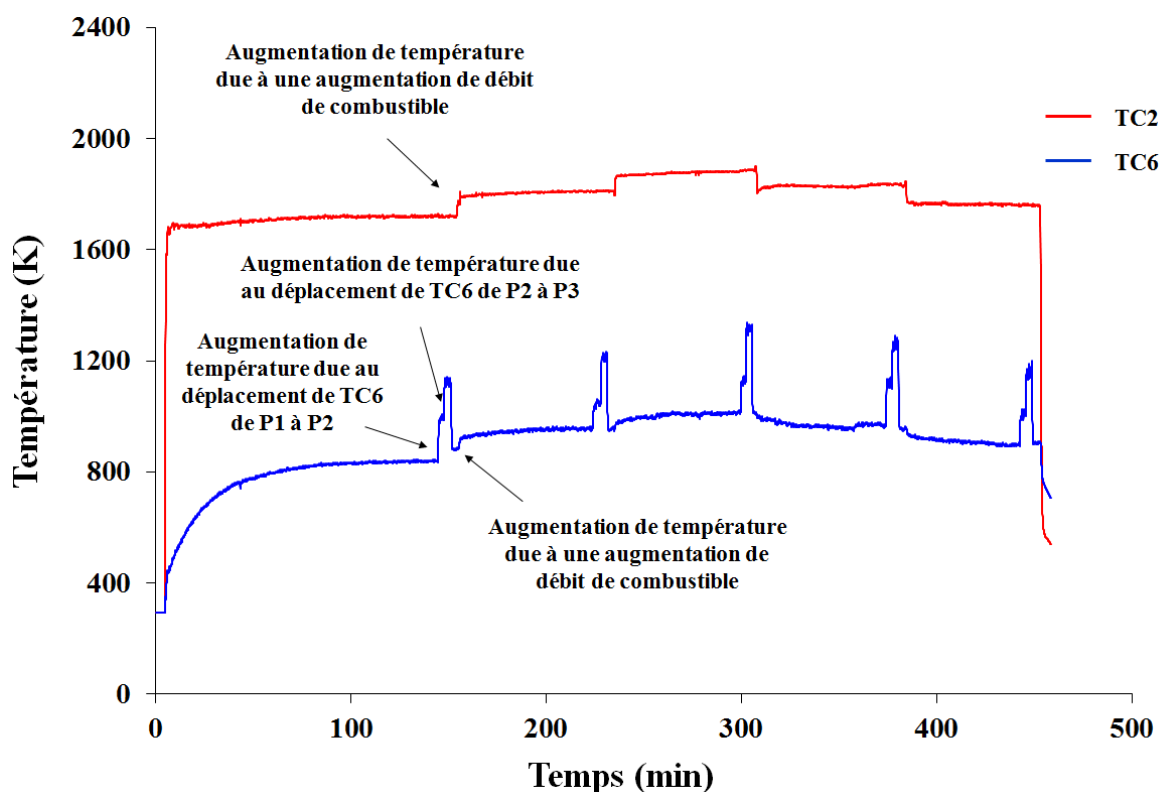


Figure 43. Relevés de température réalisés au cours du test E2 avec les thermocouples TC2 et TC6

Il est à noter qu'au cours de ce test un effet d'hystérésis thermique, du aux différents temps caractéristiques des transferts de chaleur, a été observé. Un même point de fonctionnement peut donc produire deux états en régime stationnaire différents l'un de l'autre. Cet effet d'hystérésis, qui avaient déjà été observé et décrit aux cours d'un autre travail (24) sera mieux abordé dans ce qui suit.

4.3 Analyse et interprétation des résultats expérimentaux

Le tableau 6 ci-dessous présente les tests qui font l'objet d'analyse dans ce chapitre :

Test	Paramètre de commande varié	Paramètres de sortie analysés
E1	\dot{m}_c	τ_{coke}
E2	\dot{m}_c	$T_g, T_{\text{cr,sor}}, P_{\text{cr,ent}}, q_{\text{g}\rightarrow\text{p,int}}^{\text{conv}}, q_{\text{g}\rightarrow\text{p,int}}^{\text{rad}}, q_{\text{p,ext}\rightarrow\text{air,ext}}, q_{\text{refr}}^{\text{sens}}, q_{\text{refr}}^{\text{chim}}, \eta, \tau_{T_{\text{cr,sor}}}, \tau_{P_{\text{cr,ent}}}$
E3	\dot{m}_c	$T_{\text{cr,sor}}, P_{\text{cr,ent}}, q_{\text{g}\rightarrow\text{p,int}}^{\text{conv}}, q_{\text{g}\rightarrow\text{p,int}}^{\text{rad}}, q_{\text{p,ext}\rightarrow\text{air,ext}}, q_{\text{refr}}^{\text{sens}}, q_{\text{refr}}^{\text{chim}}, \eta, \tau_{T_{\text{cr,sor}}}, \tau_{P_{\text{cr,ent}}}$
E4	\dot{m}_c	$T_{\text{cr,sor}}, P_{\text{cr,ent}}, q_{\text{g}\rightarrow\text{p,int}}^{\text{conv}}, q_{\text{g}\rightarrow\text{p,int}}^{\text{rad}}, q_{\text{p,ext}\rightarrow\text{air,ext}}, q_{\text{refr}}^{\text{sens}}, q_{\text{refr}}^{\text{chim}}, \eta, \tau_{T_{\text{cr,sor}}}, \tau_{P_{\text{cr,ent}}}$
E8	\dot{m}_c	τ_{coke}
E9	P_{refr}	$P_{\text{cr,ent}}, T_{\text{cr,sor}}, q_{\text{g}\rightarrow\text{p,int}}^{\text{conv}}, q_{\text{g}\rightarrow\text{p,int}}^{\text{rad}}$

Tableau 6. Tests dont les résultats sont détaillés dans ce chapitre

4.3.1 Etude phénoménologique de l'effet d'une variation de débit du combustible

Dans cette section le test E2 introduit dans le paragraphe précédent (cf. 4.2.3) est présenté dans son intégralité pour faciliter la compréhension phénoménologique du fonctionnement du banc d'essai et des relations liant les différents paramètres clés (d'entrée ou de sortie) évoqués plus haut. Les sections ultérieures permettront une étude plus globale de ces paramètres en dégageant explicitement les relations qui peuvent exister entre eux et en quantifiant leurs interactions.

4.3.1.1 Relevés temporels du débit de combustibles, de la température des gaz de combustion, de température et de la pression du carburant

Les figures 44a à 44d présentent les principaux relevés temporels mesurés au cours de ce test. Spécifiquement :

- La figure 44a présente le relevé temporel du débit massique de combustible ;
- La figure 44b présente le relevé temporel de la température des gaz de combustion ;
- La figure 44c présente le relevé temporel de la température du fluide refroidisseur à la sortie du canal de refroidissement ;
- La figure 44d présente le relevé temporel de la pression du fluide refroidisseur à l'entrée du canal de refroidissement.

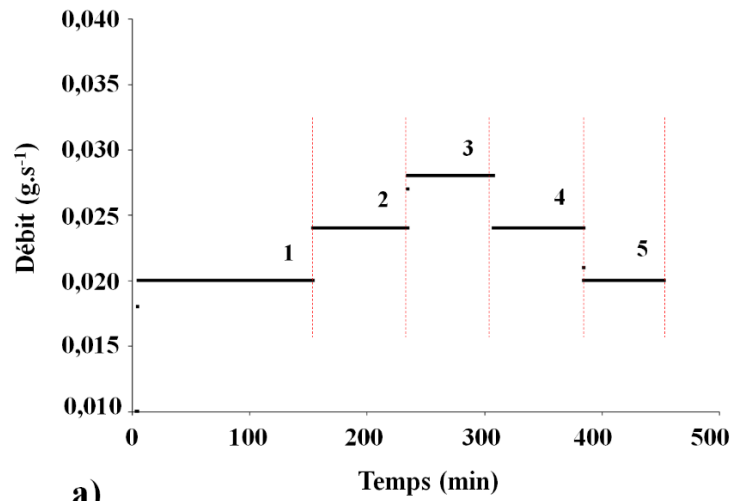
La figure 44a montre que le débit massique de combustible alimentant la chambre ne subit, au cours de ce test, aucune fluctuation remarquable. Ceci confirme la fiabilité du contrôleur de débit d'éthylène, capable de s'adapter aux variations de pression et de température que le fluide subit, en traversant le canal de refroidissement, au cours de l'expérience.

La figure 44b indique que la température T_g des gaz brûlés atteint son maximum sur l'axe de la chambre de combustion (les températures mesurées par les thermocouples TC4, TC6, TC8 et TC10 augmentent lorsque ceux-ci, au cours de l'essai, sont déplacés de la paroi à l'axe). Cela est en partie dû au transfert de chaleur entre ces gaz et le canal de refroidissement, qui entraîne le refroidissement dans la région de proche paroi.

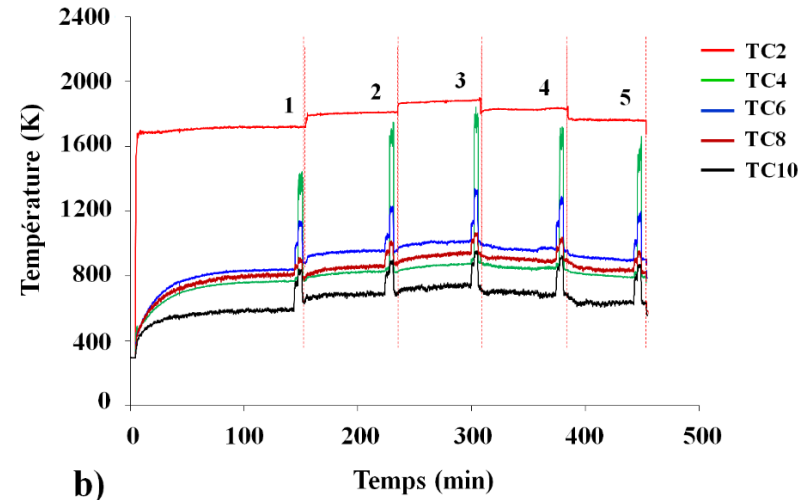
Ce refroidissement est beaucoup plus rapide dans le bas de la chambre, où la différence entre les gaz brûlés et la paroi est la plus grande (voir figure 45).

La figure 44b montre également qu'en général une augmentation du débit de combustible cause une augmentation des températures mesurées alors que si celui-ci est baissé, celles-ci baissent elles aussi. Ce point est bien détaillé par le tableau 7, qui montre que la partie de la chambre de combustion la plus impactée par des variations de ce paramètre est celle en proximité du thermocouple TC4, entre environ 20 et 25 cm de la base.

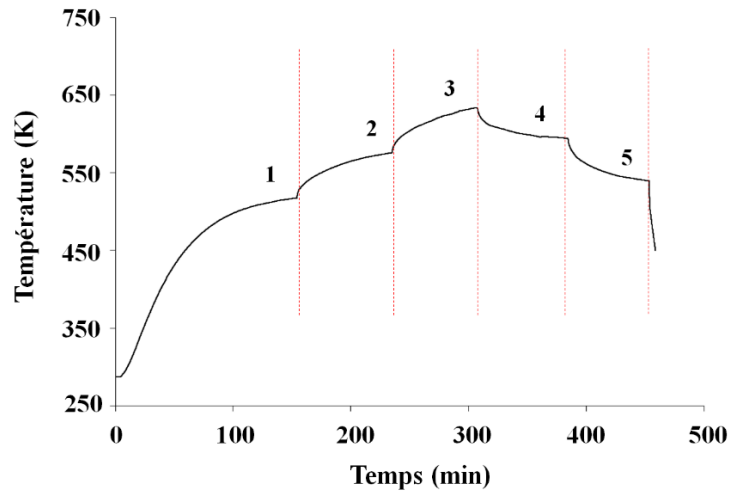
Ce tableau indique aussi que des variations de ce débit respectivement de 16 et 20 %, qui sont associées à des variations du même niveau de la puissance théorique disponible, se traduisent par des augmentations / diminutions des températures mesurées moins importantes.



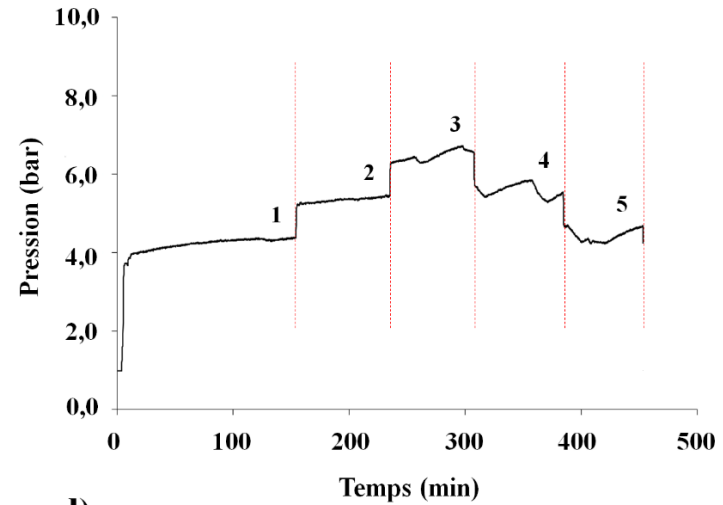
a)



b)



c)



d)

Figure 44. Relevés temporels du débit de combustible (a), de la température des gaz de combustion (b), de la température du refroidisseur à la sortie du canal (c) et de la pression de celui-ci à l'entrée du canal (d) au cours du test E2

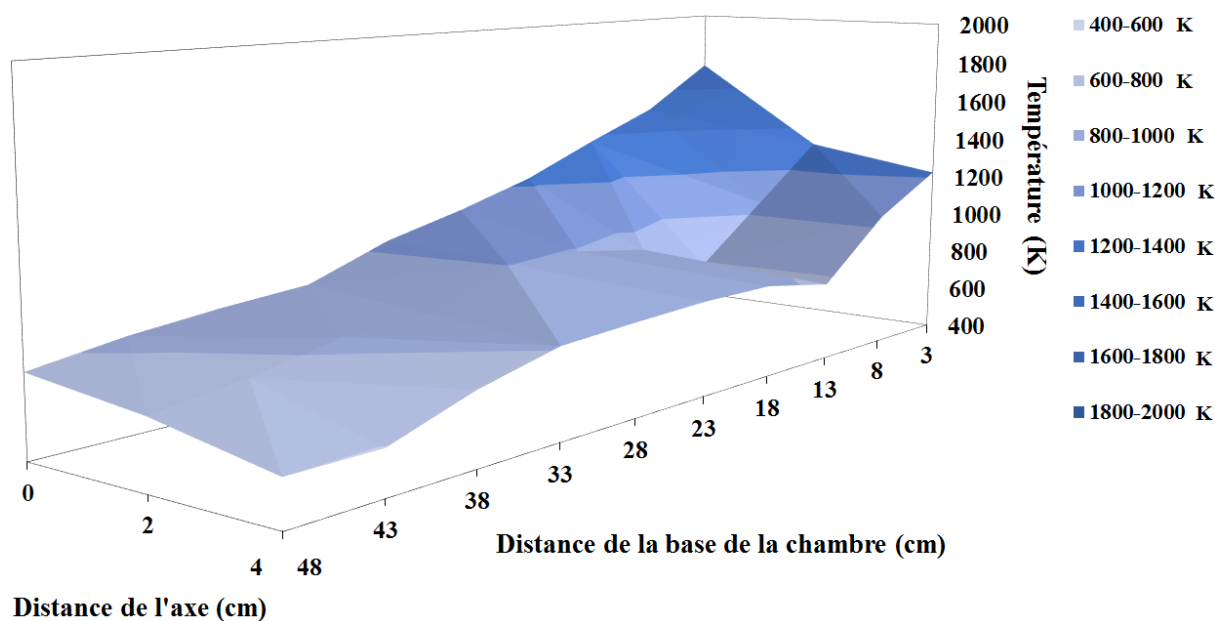


Figure 45. Variation de la température des gaz brûlés dans la chambre de combustion en fonction de la distance de l'axe e de la base pour la condition stationnaire 1 ($\dot{m}_c = 0,020 \text{ g.s}^{-1}$)

Temps (min)	Variation de \dot{m}_c (g.s^{-1})	TC2 (K)	TC4 (K)	TC6 (K)	TC8 (K)	TC10 (K)
154,2	0,020 à 0,024 (+20%)	+5,3%	+12,8%	+8,3%	+9,3%	+9,1%
235,1	0,024 à 0,028 (+16%)	+4,1%	+6,7%	+7,9%	+7,5%	+7,6%
307,6	0,028 à 0,024 (-16%)	-2,6%	-4,9%	-3,1%	-4,5%	-5,1%
384,5	0,024 à 0,020 (-20%)	-4,1%	-8,5%	-7,3%	-7,4%	-6,3%

Tableau 7. Variation des températures mesurées par les thermocouples TC2, TC4, TC6, TC8 et TC10

La figure 44c montre qu'une augmentation de ce débit se traduit aussi par une augmentation de la température atteinte par le fluide refroidisseur à la sortie du canal de refroidissement. Ce résultat, confirmé, quelle que soit la richesse, par tous les essais réalisés, est très significatif. Le circuit régénératif pouvant être modélisé comme un échangeur thermique à contre-courant (cf. 3.8), une augmentation du débit du carburant devrait normalement provoquer une diminution de la température que celui-ci atteint.

Or, un effet contraire à celui attendu se produit ; ce qui s'explique par la dualité fonctionnelle du carburant, qui joue dans un moteur équipé d'un circuit régénératif en même temps le rôle de fluide refroidisseur et celui de source d'énergie par sa combustion.

Cette augmentation de la température du fluide en fonction du débit d'alimentation en carburant s'explique par une hausse de l'énergie thermique mise en jeu par la combustion du combustible (voir paragraphe 4.3.1.2). Vu que, comme le montre la figure 46, l'augmentation de ce débit impacte très faiblement le temps de séjour du carburant dans le canal de refroidissement³², son échauffement résulte alors plus grand.

Cela permet d'affirmer que la chambre de combustion présente une sensibilité au débit de combustible plus importante que celle de ce canal et donc pilote préférentiellement le couplage étudié.

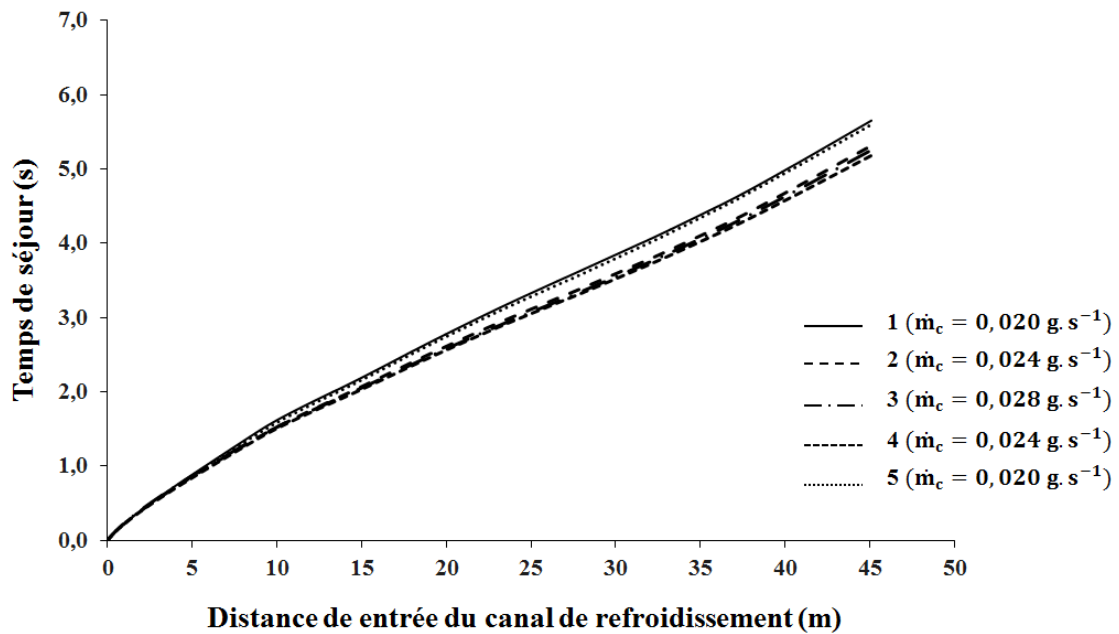


Figure 46. Calcul CHEMKIN du temps de séjour du fluide refroidisseur dans le canal de refroidissement en fonction de la distance de l'entrée de celui-ci pour les conditions de fonctionnement stationnaires 1 à 5

En termes de dynamique, la figure 44c permet également d'observer que le temps nécessaire pour que le système atteigne la condition de fonctionnement stationnaire 1, d'environ 140 min, est beaucoup plus élevé que les temps nécessaires pour l'établissement des régimes de fonctionnement stationnaire 2 à 5 (voir tableau 8).

³² La figure 46 présente un calcul CHEMKIN du temps de séjour du fluide refroidisseur dans le canal de refroidissement pour ce test. Pour calculer ce temps de séjour de manière suffisamment précise, il est nécessaire de connaître la variation que la masse volumique du fluide refroidisseur subit suite à la variation de sa température, de sa pression et de sa composition le long du canal de refroidissement. L'évolution de celle-ci le long de ce canal n'étant pas connue, ce temps-ci ne peut pas être évalué expérimentalement. Le choix a alors été fait de l'estimer par des calculs numériques réalisés à l'aide du logiciel CHEMKIN-PRO. Ces calculs sont détaillés dans le chapitre 5 (cf. 5.3.2)

Etat stationnaire	Temps de stabilisation (min)	Variation de la température $T_{cr,sor}$ (K)	Taux de variation de la température $T_{cr,sor}$ (K.min ⁻¹)
1	139,6	+217,7 (+72,5%)	+1,56
2	68,8	+58,1 (+11,2%)	+0,84
3	64,0	+57,0 (+9,9%)	+0,89
4	66,4	-41,4 (-6,5%)	-0,62
5	57,9	-51,5 (+8,7%)	-0,88

Tableau 8. Temps de stabilisation et variation de la température du combustible mesurée à la sortie du canal de refroidissement pour les régimes de fonctionnement stationnaire 2 à 5

Cela s'explique par la très grande inertie thermique de la chambre de combustion. Vu que, en début de test, celle-ci est à la température ambiante, son échauffement à la température qu'elle atteint à la condition de fonctionnement stationnaire 1 nécessite un temps bien plus grand que ceux nécessaires pour l'établissement des régimes stationnaires suivants. En revanche, lorsque les conditions opérationnelles sont variées en cours de test, le dispositif a déjà accumulé une quantité très importante d'énergie thermique ; ce qui rend la stabilisation de la chambre plus rapide³³.

Enfin, il convient de remarquer que la température mesurée à la sortie du canal de refroidissement ne représente pas la température la plus élevée atteinte par le combustible en traversant celui-ci. En effet, le fluide se chauffe jusqu'à atteindre un maximum de température correspondant à une abscisse longitudinale, selon le test, entre 10 cm et 20 cm de la base de la chambre de combustion, avant de se refroidir vers le bas de celle-ci dans la fin de son parcours dans le canal. Ce point sera traité numériquement dans le chapitre suivant (cf. 5.3) et montrera que les températures maximales atteintes peuvent être environ 200 K à 300 K plus élevées que celles mesurées par le thermocouple TC_{cr} au cours des essais.

La figure 44d permet d'observer que la pression du fluide à l'entrée du canal de refroidissement varie notablement lors de chaque variation de débit en raison des pertes de charges régulières et singulières qui lient ces deux grandeurs. Le tracé également, à partir de sa troisième région temporelle (environ 254 minutes après le début du test), des montées très marquées suivies par des baisses tout aussi nettes. L'analyse de la figure 44a montre que ces

³³ Néanmoins les taux de variation de la température $T_{cr,sor}$ présentées par ce même tableau 7 indiquent une dynamique d'échauffement / refroidissement plus lente pour l'établissement des états stationnaires 2 à 5 que pour l'état stationnaire 1. A ce propos, tous les essais permettent d'arriver à ces mêmes conclusions.

changements brusques de pression ne sont pas dus à des variations du débit de combustible³⁴. Ceux-ci sont alors probablement dus à l'activité chimique du fluide³⁵.

En creux, il apparaît donc ici que le fluide refroidisseur chaud, qui se refroidit en proximité de la sortie du canal, a cédé des calories au système solide. Ainsi, comme dans le cas d'utilisation de matériaux céramiques poreux en chambre de combustion (117) (18) (118) pour favoriser un préchauffage des gaz frais, le carburant permet d'homogénéiser les températures dans le système et probablement de préchauffer la zone amont de la chambre.

4.3.1.2 Flux thermique entre les gaz brûlés et la paroi interne de la chambre de combustion

La figure 47 présente la variation en fonction du débit de combustible du flux thermique total (cf. 3.7), du flux thermique convectif (cf. 3.4) et du flux thermique radiatif (cf. 3.5) échangés entre les gaz brûlés et la paroi interne de la chambre de combustion. Ces flux sont calculés pour les conditions de fonctionnement stationnaire 1 à 5.

Cette figure indique que le flux thermique total à la paroi est d'autant plus important que le débit de combustible est grand. Ceci s'explique par deux raisons conjointes :

- L'augmentation du débit de combustible entraîne une hausse de l'énergie thermique mise en jeu par la combustion et donc une hausse du gradient de température entre les gaz brûlés et la paroi interne de la chambre. Ceci profite tant aux transferts thermiques convectifs qu'aux transferts thermiques radiatifs entre ces gaz et cette paroi ;
- L'augmentation du débit de carburant est associée à celle du débit d'air (du fait que la richesse doit rester inchangée). Ceci se traduit par une hausse de la vitesse de l'écoulement des gaz de combustion et, par conséquent, par une meilleure efficacité des échanges thermiques convectifs qui ont lieu dans la chambre.

³⁴ Vu que l'application « Contrôleur de la chambre de combustion », utilisée pour enregistrer les données produites par le transmetteur de pression TPE-1, n'est pas capable d'enregistrer des variations de débit inférieures à 1%, il ne peut pas être exclu que ces variations de ce genre aient lieu. Néanmoins, des variations de débit aussi faibles ne peuvent pas être responsables de l'allure de la courbe représentée dans la figure 43d.

³⁵ Même si, à la fin du test, aucun dépôt carboné n'a été repéré dans la cellule déprimogène située en amont du brûleur (voir figure 10, cf. 2.3.1.1), ces instabilités de pression pourraient dériver d'une activité de cokage du combustible très faible est donc passée inaperçue. La relation entre la perte de charge et la formation d'un dépôt de coke sera mieux abordée dans la suite de ce chapitre en s'appuyant sur l'analyse d'autres tests (cf. 4.4).

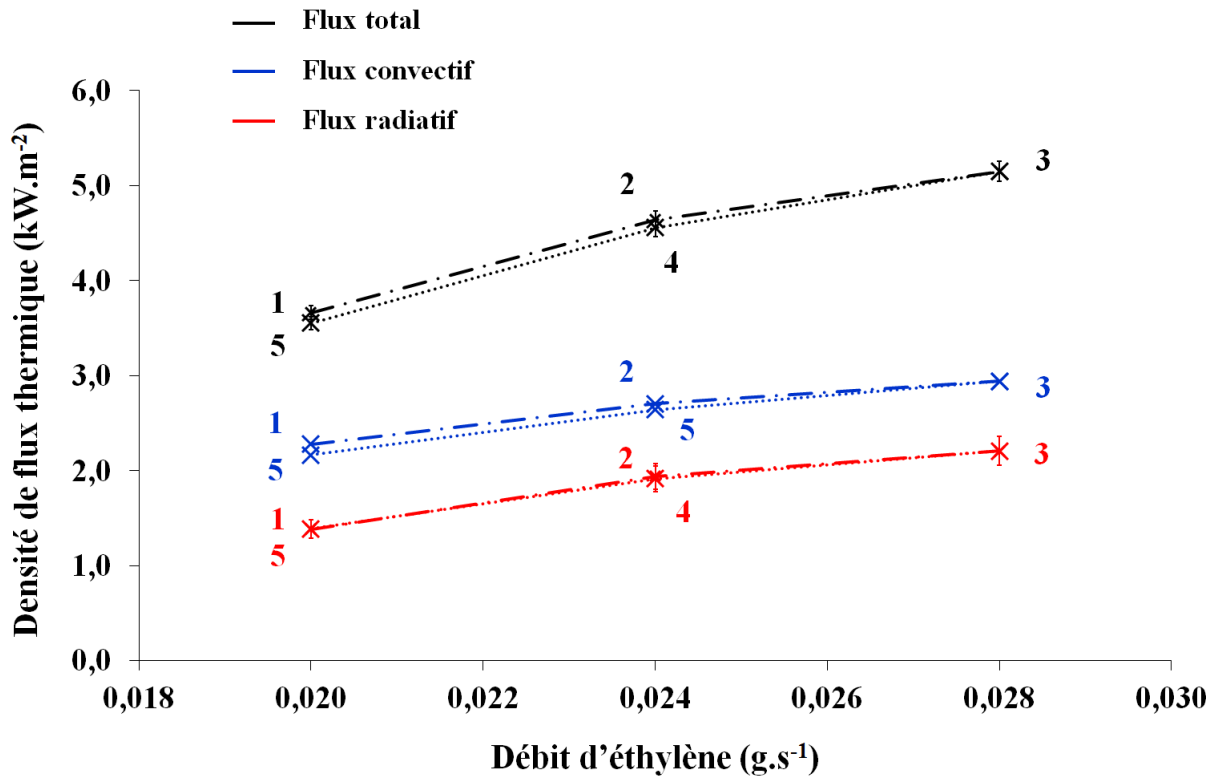


Figure 47. Variation du flux thermique total, du flux thermique convectif et du flux thermique radiatif à la paroi au cours du test E2 en fonction du débit d'éthylène pour les conditions de fonctionnement stationnaire

4.3.1.3 Flux thermique absorbé par le combustible-refroidisseur dans le canal de refroidissement

Le flux thermique sensible absorbé par le fluide refroidisseur dans le canal, indiqué par $q_{\text{refr}}^{\text{sens}}$, a été calculé. Ce calcul, réalisé en utilisant l'équation 3.39 donnée dans le paragraphe 3.7, permet de caractériser le circuit régénératif en termes de capacité à refroidir la paroi interne de la chambre vis-à-vis de différentes conditions d'utilisation.

La figure 48 montre la variation de ce flux (rapporté à la surface interne de la chambre de combustion pour faciliter la comparaison avec le flux thermique généré par la flamme) en conditions de fonctionnement stationnaire.

Cette figure permet d'observer que le flux $q_{\text{refr}}^{\text{sens}}$ augmente en fonction du débit de carburant alimentant la chambre. Ce résultat important indique que dans les conditions opératoires étudiées ici, le carburant reste capable d'absorber l'énergie de la chambre et ce, sans laisser apparaître de saturation. La relation linéaire de la densité de flux en fonction du débit pourrait cependant évoluer en tenant compte de l'effet chimique endothermique de la pyrolyse. Ce point sera abordé au paragraphe 4.3.2.2.

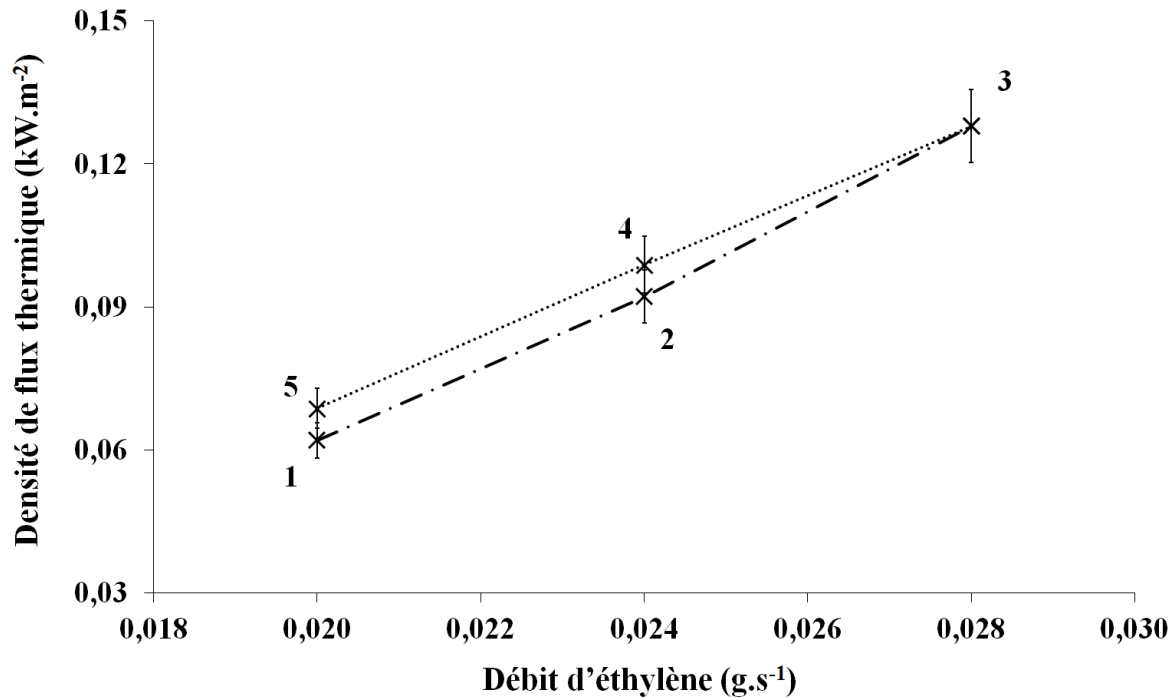


Figure 48. Variation du flux thermique sensible absorbé par le combustible-refroidisseur au cours du test E2 (en fonction du débit d'éthylène pour les conditions de fonctionnement stationnaire)

4.3.1.4 Flux thermique échangé entre la chambre de combustion et l'environnement extérieur : écarts thermiques à l'adiabaticité

Afin de mieux caractériser le système, l'estimation des échanges thermiques ayant lieu entre la surface de la paroi externe de la chambre de combustion et l'environnement extérieur (cf. 3.7) permet d'évaluer la températures que celle-ci atteint au cours des tests réalisés et de savoir quelle quantité de chaleur est perdue par le banc dont l'adiabaticité n'est pas pleinement vérifiée.

La figure 49 présente la variation du flux thermique échangé entre la surface externe de la chambre et l'environnement extérieur en conditions de fonctionnement stationnaire. Celle-ci montre que ce flux est une fonction croissante du débit d'alimentation en éthylène³⁶.

³⁶ Il est intéressant de remarquer que ce flux-ci a le même ordre de grandeur que celui échangé entre les gaz brûlés et la paroi interne de la chambre. Celle-ci ne peut donc pas être considérée adiabatique.

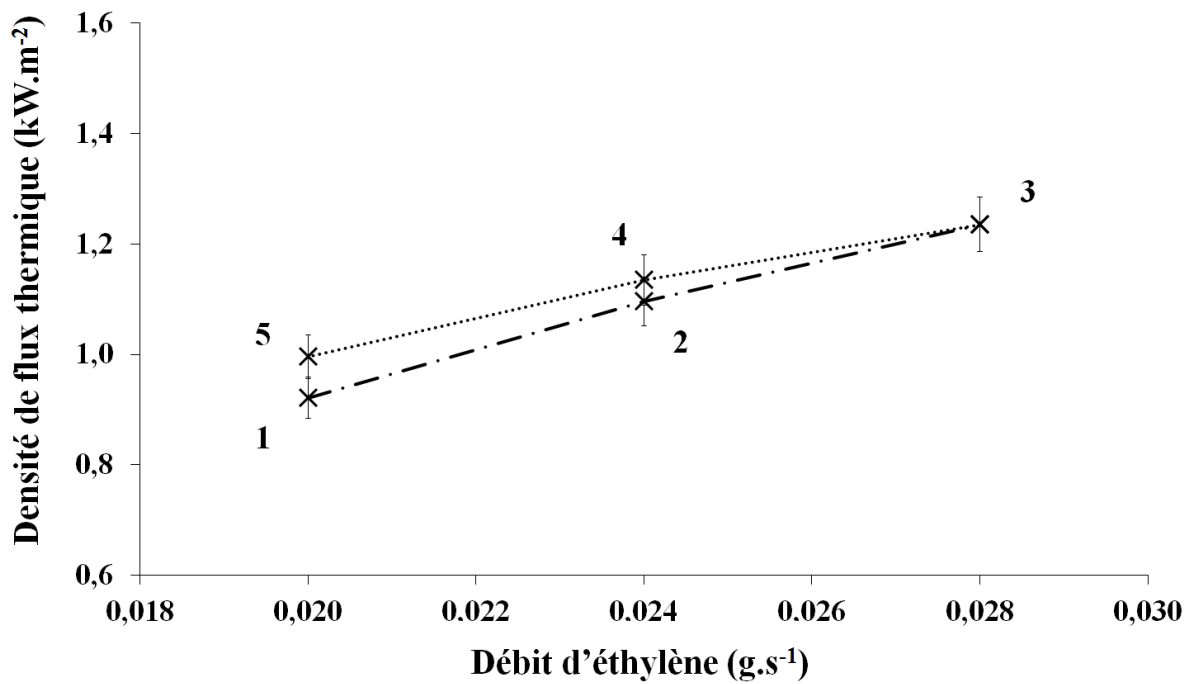


Figure 49. Variation du flux thermique échangé entre la surface externe de la chambre et l'environnement extérieur en fonction du débit d'éthylène pour les conditions de fonctionnement stationnaire (cas E2)

La figure 50 présente les estimations des températures atteintes par la surface de la paroi externe de la chambre au cours de ce test en conditions de fonctionnement stationnaire.

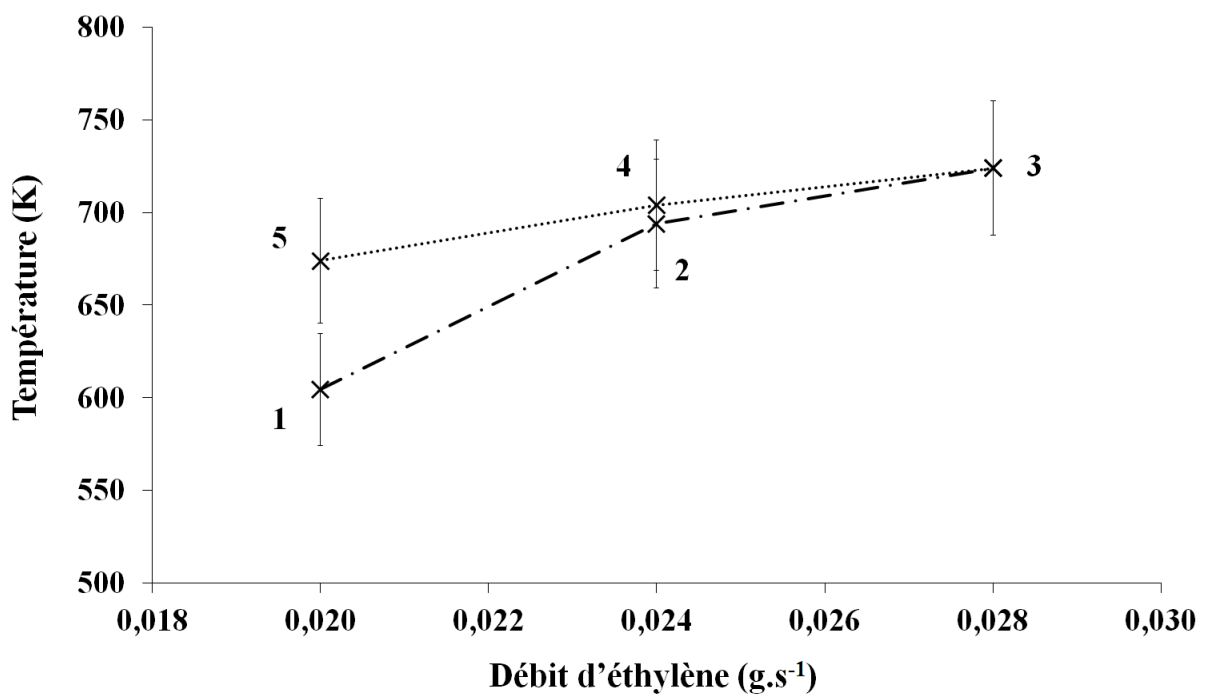


Figure 50. Températures atteintes par la surface de la paroi externe de la chambre pour les conditions de fonctionnement stationnaire pour les cas E2

Ces températures sont d'autant plus élevées que le débit de combustible est grand. Ceci est en accord avec la variation en fonction de ce paramètre des flux thermiques représentés dans la figure 49.

4.3.1.5 Efficacité globale de l'échangeur thermique

Pour évaluer l'efficacité du circuit régénératif en termes de récupération de l'énergie de combustion, la performance d'échange thermique de ce circuit en tant qu'échangeur de chaleur, indiquée par η (cf. 3.8), a été calculée. Pour ce faire, ce circuit a été considéré comme échangeur thermique à contre-courant se caractérisant par des écoulements très inégaux, la longueur du parcours du fluide froid, le refroidisseur, étant beaucoup plus importante que celle du parcours du fluide chaud, les gaz brûlés.

Les valeurs acquises par ce paramètre en conditions de fonctionnement stationnaire pour ce test sont présentées par la figure 51. Elle montre que la performance η augmente en fonction du débit d'éthylène.

Il est important de noter que, dû à l'équation utilisée pour son calcul (qui a à son numérateur le flux $q_{\text{refr}}^{\text{sens}}$, cf. 3.7), les valeurs de cette performance η ici calculées sous-estiment celles réelles. Les niveaux quantitatifs restent donc à relativiser bien que les tendances restent fiables.

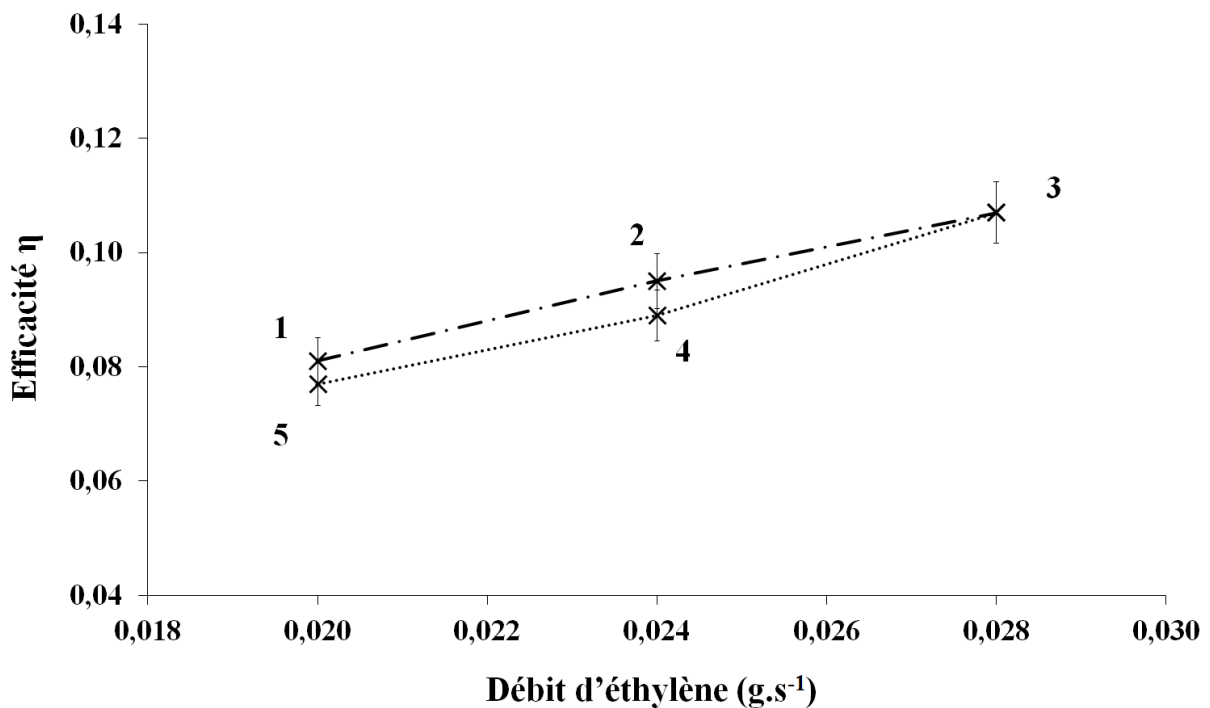


Figure 51. Performance η du circuit régénératif pour le cas E2 en fonction du débit d'éthylène pour les conditions de fonctionnement stationnaire

4.3.1.6 Effet d'hystérésis thermique

La figure 52 présente les températures atteintes par le combustible à la sortie du canal de refroidissement pour les régimes de fonctionnement stationnaire 1 à 5. Cette figure permet d'observer un effet d'hystérésis thermique lié à la dynamique des transferts de chaleur caractérisant le système.

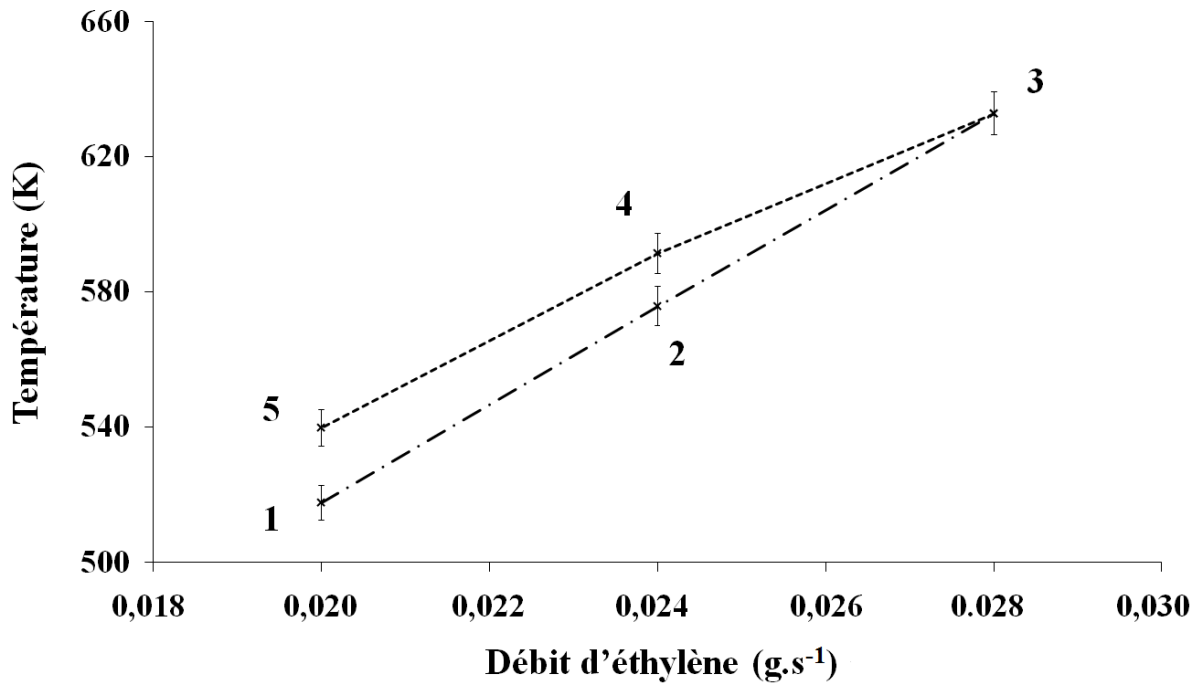


Figure 52. Températures atteintes par le combustible à la sortie du canal de refroidissement au cours du test E2 pour les régimes de fonctionnement stationnaire 1 à 5

Cet effet apparaît clairement en mettant en comparaison les états stationnaires 1 et 5 et les états stationnaires 2 et 4. Les débits d'alimentation en combustible étant les mêmes, les températures atteintes par le combustible chauffé sont légèrement différentes l'une de l'autre :

- Etats stationnaires 1 et 5 : $\dot{m}_c|_1 = \dot{m}_c|_5 = 0,020 \text{ g.s}^{-1} \rightarrow T_{\text{cr,sor}}|_1 = 517,7 \text{ K}, T_{\text{cr,sor}}|_5 = 539,8 \text{ K}$;
- Etats stationnaires 2 et 4 : $\dot{m}_c|_2 = \dot{m}_c|_4 = 0,024 \text{ g.s}^{-1} \rightarrow T_{\text{cr,sor}}|_2 = 575,8 \text{ K}, T_{\text{cr,sor}}|_4 = 591,4 \text{ K}$.

Ces écarts, d'environ 20 K, sont jugés significatifs, notamment car la vitesse des réactions de décomposition du carburant varie exponentiellement en fonction de sa température (cf. 5.3.1)

Cet effet d'hystérésis thermique, qui a été observé au cours de tous les tests, affecte non seulement cette grandeur-ci, mais également d'autres paramètres de sorties tels que le temps de

séjours et les flux thermiques principaux et l'efficacité η (voir figure 46 à 49). Il rend difficile la modélisation des relations entre le paramètre de commande principal, le débit de combustible alimenté à la chambre, et les paramètres de sortie pertinents car la réponse du moteur refroidi vis-à-vis d'une variation de ce paramètre de commande est fonction de son état actuel. **Ce résultat justifie l'étude transitoire qui a donc été menée dans ce travail de doctorat.**

4.3.1.7 Dérivée temporelle de la température à la sortie du canal de refroidissement et de la pression à l'entrée de celui-ci

Afin de estimer les temps caractéristiques des échanges de chaleur et de quantité de mouvement, les dérivées temporelles de la température du carburant mesurée à la sortie du canal de refroidissement ($\tau_{T_{sc,sor}}$) et de la pression du carburant mesurée à l'entrée de ce canal ($\tau_{P_{sc,ent}}$) ont été calculées (cf. 4.2.2). Les relevés temporels de ces grandeurs sont présentés par les figures 53 et 54.

La figure 53, donnée ci-dessous, montre que la dérivée de la température $T_{cr,sor}$ augmente au cours de premières minutes de test, jusqu'à atteindre, dix minutes après le début de l'expérience, une valeur d'environ $2,95 \text{ K.min}^{-1}$. Ensuite, elle décroît peu à peu jusqu'à ce qu'un régime de fonctionnement stationnaire soit établi.

Ce paramètre est fortement impacté par les variations du débit de carburant. Ceci est montré par le tableau 9 :

Temps (min)	Variation de \dot{m}_c (g.s^{-1})	Valeur de $\tau_{T_{sc,sor}}$, mesurée avant la variation \dot{m}_c (K.min^{-1})	Valeur de $\tau_{T_{sc,sor}}$, mesurée après la variation de \dot{m}_c (K.min^{-1})
154,2	0,020 à 0,024 (+20%)	0,07	8,39
235,1	0,024 à 0,028 (+16%)	0,08	7,51
307,6	0,028 à 0,024 (-16%)	-0,08	-6,89
384,5	0,024 à 0,020 (-20%)	-0,12	-9,00

Tableau 9. Variation de la dérivée temporelle de la température $T_{cr,sor}$ suite aux variations du débit d'éthylène pour le test E2

Ce tableau indique que pour des variations du débit d'éthylène respectivement de 16 et 20 %, les variations de cette dérivée sont d'environ deux ordres de grandeur.

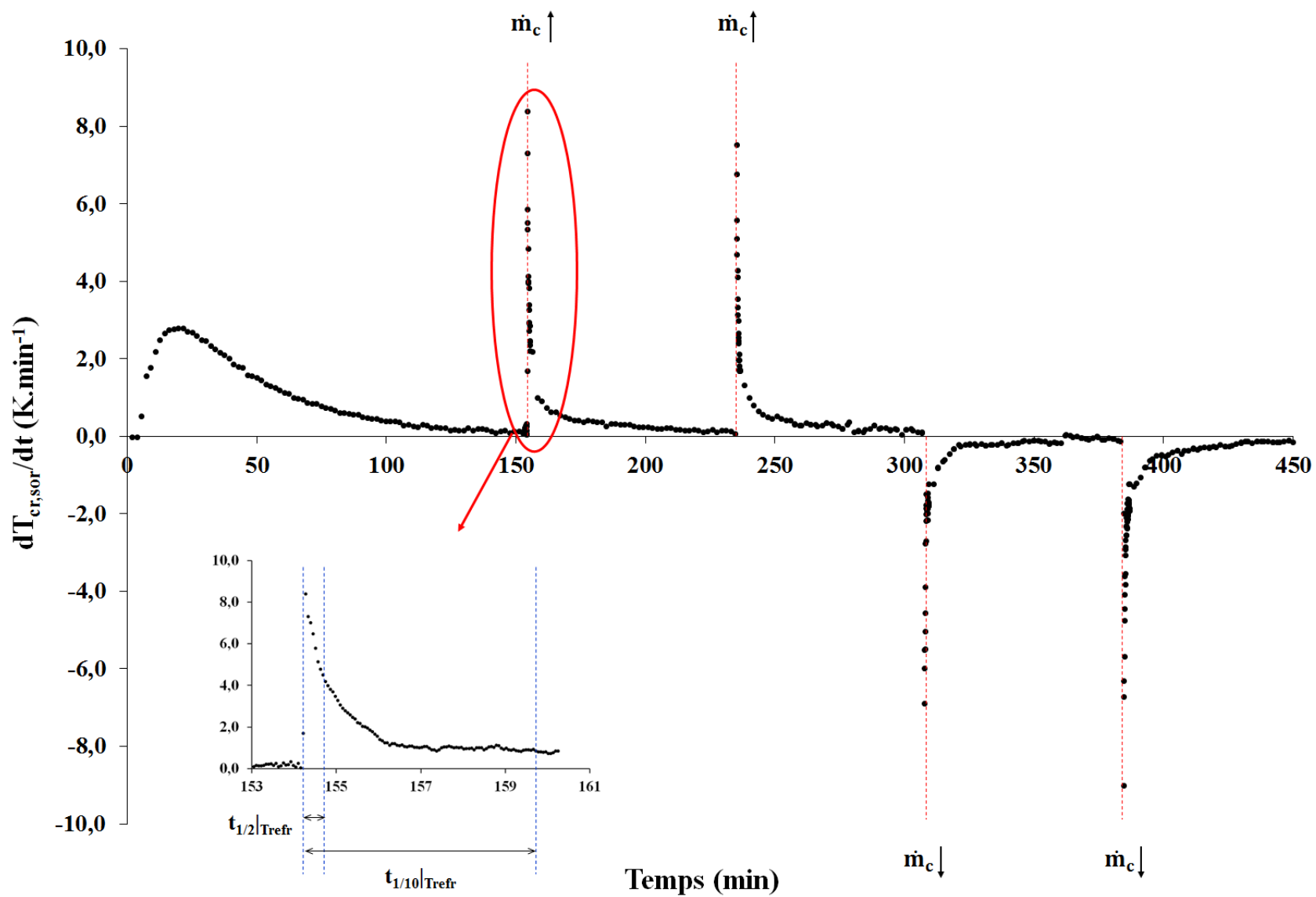


Figure 53. Dérivée temporelle de la température du carburant mesurée à la sortie du canal de refroidissement au cours du test E2 en fonction du temps

Pour estimer les temps caractéristiques des échanges thermiques, les temps de retard à la réponse observables dans la figure 53 sont présentés dans le tableau 10³⁷. Dans ce tableau ces temps-ci (indiqués par t_{ret}) sont comparés aux temps de séjour du fluide refroidisseur dans le canal de refroidissement (indiqués par $t_{séj}$) à l'instant où le débit d'éthylène a été modifié.

Temps (min)	Variation de \dot{m}_c (g.s ⁻¹)	t_{ret} (s)	$t_{séj}$ (s)
154,2	0,020 à 0,024 (+20%)	6.04±1,0	5,65±0.85
235,1	0,024 à 0,028 (+16%)	5,98±1,0	5,32±0.80
307,6	0,028 à 0,024 (-16%)	10.48±1,0	5,26±0.79
384,5	0,024 à 0,020 (-20%)	10.52±1,0	5,18±0.78

Tableau 10. Comparaison entre les temps de retard à la réponse suivant des variations de débit de combustible et les correspondants temps de séjour du fluide dans le canal de refroidissement pour le test E2

Le tableau 10 montre que la réponse du système est, en cas d'augmentation du débit de combustible, beaucoup plus rapide qu'en cas de diminution de celui-ci. Spécifiquement, il est possible d'observer que le temps de retard à la réponse est, en cas d'augmentation de \dot{m}_c , environ 30 % à 40 % plus faible qu'en cas de diminution de ce débit.

Ce résultat est d'autant plus intéressant dans une approche de contrôle car il existe donc une notion de retard différenciée selon le point de fonctionnement et la variation du paramètre de commande. Il est également intéressant de remarquer que ces temps de retard à la réponse sont du même ordre de grandeur que le temps nécessaire pour un renouvellement du fluide circulant dans le canal de refroidissement, représenté, ce dernier, par son temps de séjour dans ce canal.

L'analyse des données représentées dans la figure 53 permet également d'évaluer un temps de réponse « thermique » du circuit régénératif³⁸. Pour ce faire, dans le cadre de la présente étude le choix a été fait de calculer les temps au bout desquels, à la suite d'une variation de \dot{m}_c , la dérivée temporelle de la température $T_{cr,sor}$ atteint des valeurs qui sont respectivement 50 % et 10 % de celles maximum.

³⁷ Le temps de retard à la réponse est défini ici comme le temps qui s'écoule entre la variation du paramètre de commande et la répercussion de cette variation sur cette dérivée de température.

³⁸ Le temps de réponse est, en général, défini comme le temps au bout duquel un paramètre de sortie atteint une certaine valeur par rapport à la valeur attendue suite à une variation d'un paramètre de commande.

Ces temps-ci, présentés dans le tableau 11, sont indiqués respectivement par $t_{1/2}|_{T_{Cr,sor}}$ et $t_{1/10}|_{T_{Cr,sor}}$.

Temps (min)	Variation de \dot{m}_c (g.s ⁻¹)	$t_{1/2} _{T_{Cr,sor}}$ (s)	$t_{1/10} _{T_{Cr,sor}}$ (s)
154,2	0,020 à 0,024 (+20%)	27,1±1,0	243,0±1,0
235,1	0,024 à 0,028 (+16%)	20,4±1,0	358,2±1,0
307,6	0,028 à 0,024 (-16%)	22,8±1,0	303,0±1,0
384,5	0,024 à 0,020 (-20%)	18,0±1,0	373,2±1,0

Tableau 11. Temps nécessaires pour que la dérivée de la température $T_{cr,sor}$ atteigne des valeurs qui sont respectivement 50 % et 10 % de celle maximum

La figure 53 présente un zoom sur la partie du tracé comprise entre 153 et 160 minutes, après la variation de \dot{m}_c de 0,020 à 0,024 g.s⁻¹. Ce zoom permet de remarquer qu'après une phase initiale de la durée d'environ deux minutes pendant laquelle la dérivée de la température décroît rapidement en fonction du temps, ce paramètre-ci se stabilise. Cette condition, qui peut être observée à la suite de chaque variation de débit de carburant, explique pourquoi le temps $t_{1/10}|_{T_{Cr,sor}}$ est toujours d'environ un ordre de grandeur plus important que le temps $t_{1/2}|_{T_{Cr,sor}}$.

La figure 54, donnée à la page suivante, indique que, à l'exception du démarrage de l'essai, le profil de pression reste stable en dehors de quatre pics relatifs aux changements de débit. Les valeurs maximum qu'atteint ce paramètre à la suite de ces variations de \dot{m}_c sont présentées dans le tableau 12, où elles sont comparées avec les moyennes des valeurs acquises pendant les dix minutes précédentes.

Environ trois ordres de grandeur séparent les variations de pression au cours de la vie stabilisée du procès et lors de changement de débit.

Contrairement à la dérivée temporelle de la température dont l'évolution est relativement lente (plusieurs secondes voire dizaines de secondes), la pression est un paramètre hydraulique évoluant trop rapidement par rapport à la fréquence d'échantillonnage du signal (un par seconde) pour pouvoir évaluer le retard entre la commande de débit et sa variation. Ce retard n'a pas donc été calculé.

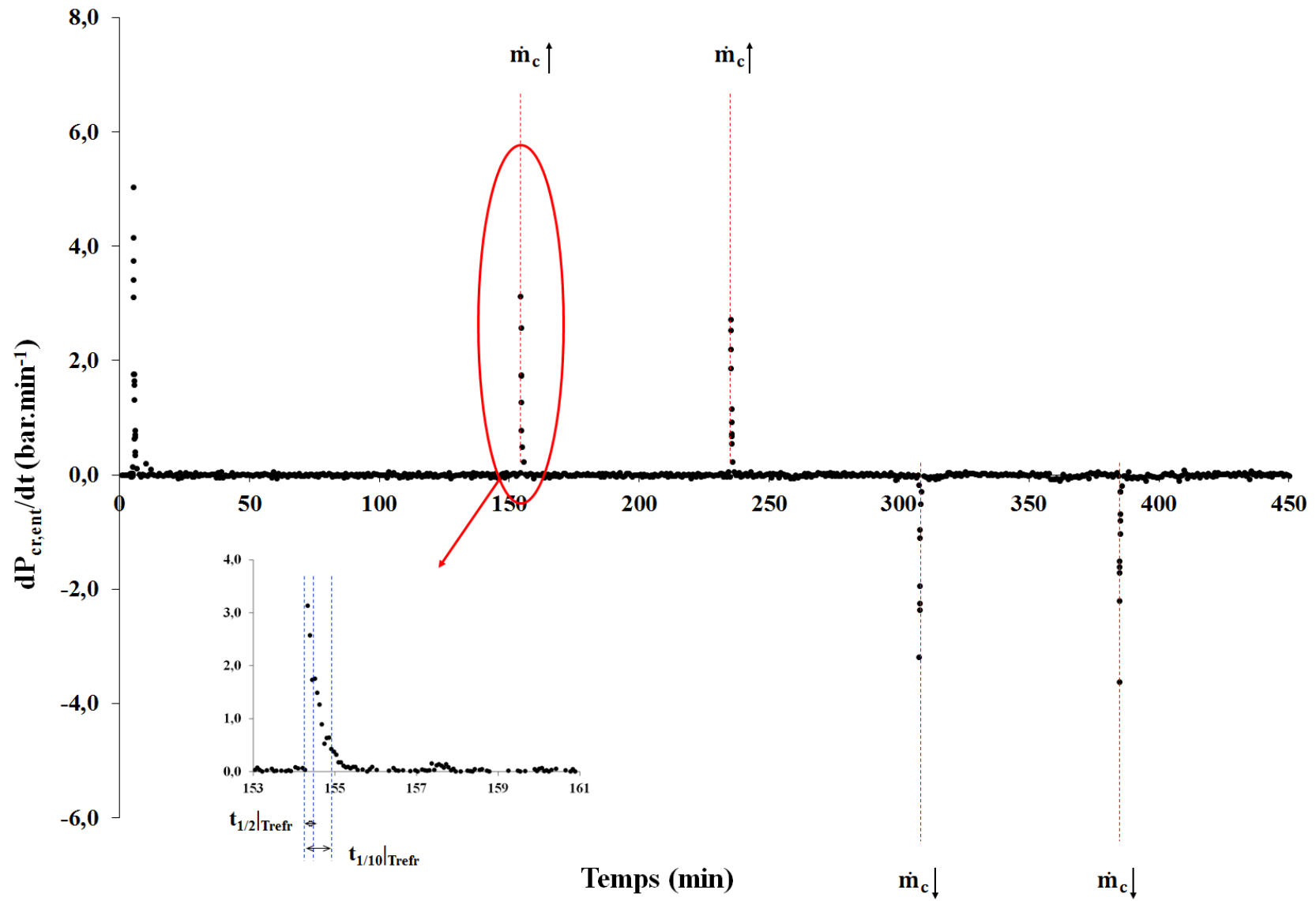


Figure 54. Dérivée temporelle de la pression du carburant mesurée à l'entrée du canal de refroidissement au cours du test E2 en fonction du temps

Temps (min)	Variation de \dot{m}_c (g.s ⁻¹)	Valeur de $\tau_{P_{sc,ent}}$ mesurée avant la variation \dot{m}_c (K.min ⁻¹)	Valeur de $\tau_{P_{sc,ent}}$ mesurée après variation de \dot{m}_c (K.min ⁻¹)
154,2	0,020 à 0,024 (+20%)	0,003	5,035
235,1	0,024 à 0,028 (+16%)	0,001	2,727
307,6	0,028 à 0,024 (-16%)	-0,005	-3,182
384,5	0,024 à 0,020 (-20%)	-0,033	-3,617

Tableau 12. Valeurs atteintes par la dérivée temporelle de la pression du carburant mesurée à l'entrée du canal de refroidissement suite à des variations de débit de combustible

Le tableau 13 donne les temps nécessaires pour que la dérivée de la pression atteigne des valeurs qui sont respectivement 50 % (indiqué comme $t_{1/2|P_{cr,ent}}$) et 10 % (indiqué comme $t_{1/10|P_{cr,ent}}$) de celles maximum atteintes après les variations de \dot{m}_c .

Les données présentées dans ce tableau et celles présentées dans le tableau 10 permettent de faire une comparaison entre les temps caractéristiques des échanges de quantité de mouvement et ceux caractéristiques des échanges thermiques. Les temps de stabilisation des échanges thermiques sont d'environ d'un ordre de grandeur plus élevés que ceux des grandeurs hydrauliques.

Cela tend à prouver que le comportement hydraulique du canal est faiblement impacté par la thermique donc par la cinétique chimique qui dépend, elle, pleinement et au premier ordre de la température. C'est un point de fort intérêt car cela confirmerait des travaux antérieurs (40) (56) indiquant que la cinétique chimique joue dans la chambre de combustion un rôle plus important que dans le canal, si la formation de coke n'est pas en jeu.

Temps (min)	Variation de \dot{m}_c (g.s ⁻¹)	$t_{1/2 P_{refr}}$ (s)	$t_{1/10 P_{refr}}$ (s)
154,2	0,020 à 0,024 (+20%)	12,9±1,0	36,3±1,0
235,1	0,024 à 0,028 (+16%)	15,3±1,0	33,3±1,0
307,6	0,028 à 0,024 (-16%)	14,7±1,0	36,9±1,0
384,5	0,024 à 0,020 (-20%)	15,3±1,0	34,5±1,0

Tableau 13. Temps nécessaires pour que la dérivée de la pression $P_{cr,ent}$ atteigne des valeurs qui sont respectivement le 50 % et le 10 % de celle maximum

4.3.1.8 Estimation du gradient de température entre les gaz brûlés et le fluide refroidisseur

L'échauffement du carburant dans le canal implique les trois modes de transfert thermique, respectivement par convection (entre les gaz chauds et la surface externe du canal de refroidissement et entre le fluide refroidisseur et la surface interne de ce canal), par conduction (au travers de la paroi du canal de refroidissement) et par rayonnement (entre les gaz chauds et la surface externe du canal de refroidissement).

Le flux thermique échangé entre la surface externe et la surface interne du canal de refroidissement est exprimé par l'équation suivante :

$$\Phi = \frac{T_{f,e} - T_{f,i}}{R_{int} + R_p + R_{ext}} \quad 4.3$$

Dans l'équation ci-dessus, T_{fi} et T_{fe} sont respectivement la température du fluide interne (le refroidisseur) et celle du fluide externe (les gaz de combustion). Les résistances thermiques R_{int} , R_p et R_{ext} qui apparaissent au dénominateur de l'équation (4.3) sont définies de la manière suivante :

$$R_{int} = \frac{1}{\pi \cdot D_{cr,int} \cdot h_{int}^{conv} \cdot L_{cr}} \quad 4.4$$

$$R_p = \frac{\ln\left(\frac{D_{cr,ext}}{D_{cr,int}}\right)}{2 \pi k_{cr}} \quad 4.5$$

$$R_{ext} = \frac{1}{\pi \cdot D_{cr,ext} \cdot (h_{ext}^{conv} + h_{ext}^{rad}) \cdot L_{cr}} \quad 4.6$$

où $D_{cr,int}$ et $D_{cr,ext}$ sont respectivement le diamètre interne et celui externe du canal de refroidissement, L_{cr} sa longueur, k_{cr} sa conductivité thermique (égale à $21,6 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$), h_{int}^{conv} et h_{ext}^{conv} ($= h_{g \rightarrow p,int}^{conv}$) respectivement le coefficient de transfert par convection interne et celui externe et h_{ext}^{rad} ($= h_{g \rightarrow p,int}^{rad}$) le coefficient de transfert par rayonnement externe.

Les coefficients d'échange thermique ayant été évalués en utilisant des équations données dans le chapitre 3 (cf. 3.4, 3.5), les résistances thermiques R_{int} , R_p et R_{ext} ont été calculées. Les résultats sont donnés dans le tableau 14.

R_{int} (W ⁻¹ .m.K)	R_p (W ⁻¹ .m.K)	R_{ext} (W ⁻¹ .m.K)
0,005	0,004	0,103

Tableau 14. Estimation des résistances thermiques qui apparaissent dans l'équation 4.3

Le tableau 14 montre que la résistance thermique externe (les échanges de chaleur entre la flamme et le canal) est prépondérante par rapport à celle interne (entre le canal et le carburant) et à celle de la paroi (conduction dans l'épaisseur du canal). Ce résultat est important car il permet de localiser les zones clés dans l'étude du système couplé. Or, cela permet de modéliser l'échauffement du fluide en condition stationnaire par l'équation suivante :

$$\begin{aligned} \rho_{fi} \cdot S_{int} \cdot L_{cr} \cdot C_{p,fi} \cdot (T_{cr,sor} - T_{cr,ent}) &= \frac{T_{f,e} - T_{f,i}}{R_{ext}} = \\ &= [\pi \cdot D_{cr,ext} \cdot (h_{ext}^{conv} + h_{ext}^{rad}) \cdot L_{cr}] \cdot (T_{f,e} - T_{f,i}) \end{aligned} \quad 4.7$$

Cela permet donc d'écrire :

$$T_{cr,sor} - T_{cr,ent} = \frac{[\pi \cdot D_{cr,ext} \cdot (h_{ext}^{conv} + h_{ext}^{rad})] \cdot (T_{f,e} - T_{f,i})}{\rho_{fi} \cdot S_{int} \cdot C_{p,fi}} \quad 4.8$$

Dans les équations ci-dessus, ρ_{fi} et $C_{p,fi}$ indiquent respectivement la masse volumique et la capacité thermique isobare du fluide refroidisseur alors que $S_{cr,int}$ est la surface interne du canal de refroidissement.

Or, vu que la température $T_{cr,sor}$ est mesurée au cours du test, il est possible par l'équation (4.4) de faire une estimation de l'ordre de grandeur de la différence entre la température des gaz de combustion et celle du fluide refroidisseur moyennée le long du canal de refroidissement. Cela permet d'obtenir, pour ce test E2, des valeurs comprises, selon le débit d'alimentation en éthylène, entre 50 K et 100 K.

Malgré le haut niveau d'approximation de ce calcul, ces valeurs-ci ont été partiellement confirmées par l'étude numérique cinétique détaillée dans le chapitre 5, ce qui confirme que la résistance thermique externe (les échanges de chaleur entre la flamme et le canal) est prépondérante par rapport à celle interne (entre le canal et le carburant).

4.3.2 Etude des effets du débit de combustible et de la richesse

Pour mieux encadrer l'effet de ces paramètres, les résultats de trois essais, respectivement les tests E2, E3 et E4, sont comparés.

Les expériences E3 et E4 ont été réalisées selon le même protocole expérimental que le test E2. Chaque fois que le débit carburant a été varié, le débit de comburant a été adapté de manière à ne pas modifier la richesse de la combustion. Celle-ci est égale à 1,25 pour le test E3 et à 1,50 pour le test E4 (voir tableau 15 ci-après).

Test	Débit de carburant (g.s ⁻¹)	Richesse	Pression maximum atteinte par le fluide refroidisseur (bar)	Durée (min)
E2	0,020-0,024-0,028	1,00	3,8	359,0
E3	0,020-0,024-0,028	1,25	3,2	329,4
E4	0,020-0,024-0,028	1,50	4,0	234,2

Tableau 15. Conditions de mise en œuvre des expériences E2, E3 et E4

Contrairement aux tests E2 et E3, le test E4 n'a pas pu être complété sur 5 plateaux dû au bouchage du canal de refroidissement par le coke. Le déroulement détaillé des tests E3 et E4 est donné en annexe A.14³⁹.

4.3.2.1 Echauffement du carburant : température du combustible mesurée à la sortie du canal de refroidissement

Les figures 55a, 55b et 55c mettent en comparaison pour les trois tests l'évolution temporelle de la température $T_{cr,sor}$, alors que la figure 56 présente les valeurs de cette température mesurées pour les cinq conditions stables de fonctionnement (trois pour le test E4).

Ces figures confirment que l'échauffement du carburant est d'autant plus important que le débit de carburant est grand (cf. 4.3.1.1). En plus, elles montrent que la température $T_{cr,sor}$ est d'autant plus élevée que la richesse ϕ est importante, l'augmentation de $T_{cr,sor}$ étant linéaire en fonction de ϕ pour les tests E2 et E3 (voir figure 57).

³⁹ Pour mieux comprendre les données présentées dans ce qui suit, il est important de noter que, pour un même débit d'éthylène, le débit d'air et, en conséquence, celui des gaz de combustion, sont d'autant plus élevés que la richesse est faible. Cela est bien montré par les tableaux présentés dans l'annexe A.14.

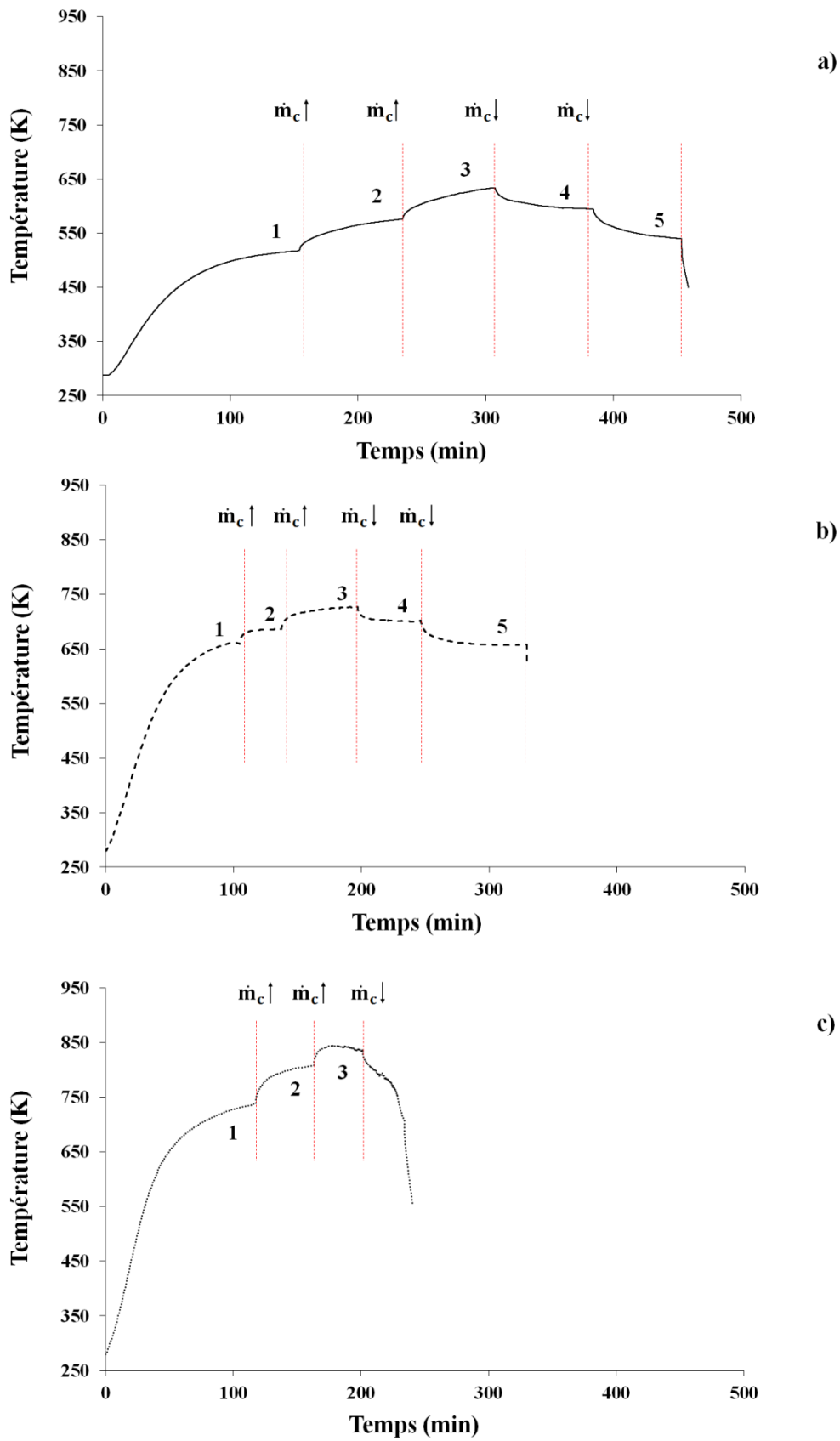


Figure 55. Relevés de température réalisés au cours des tests E2 (a, $\varphi=1.0$), E3 (b, $\varphi=1.25$) et E4 (c, $\varphi=1.5$) avec le thermocouple TC_{cr} installé à la sortie du canal de refroidissement

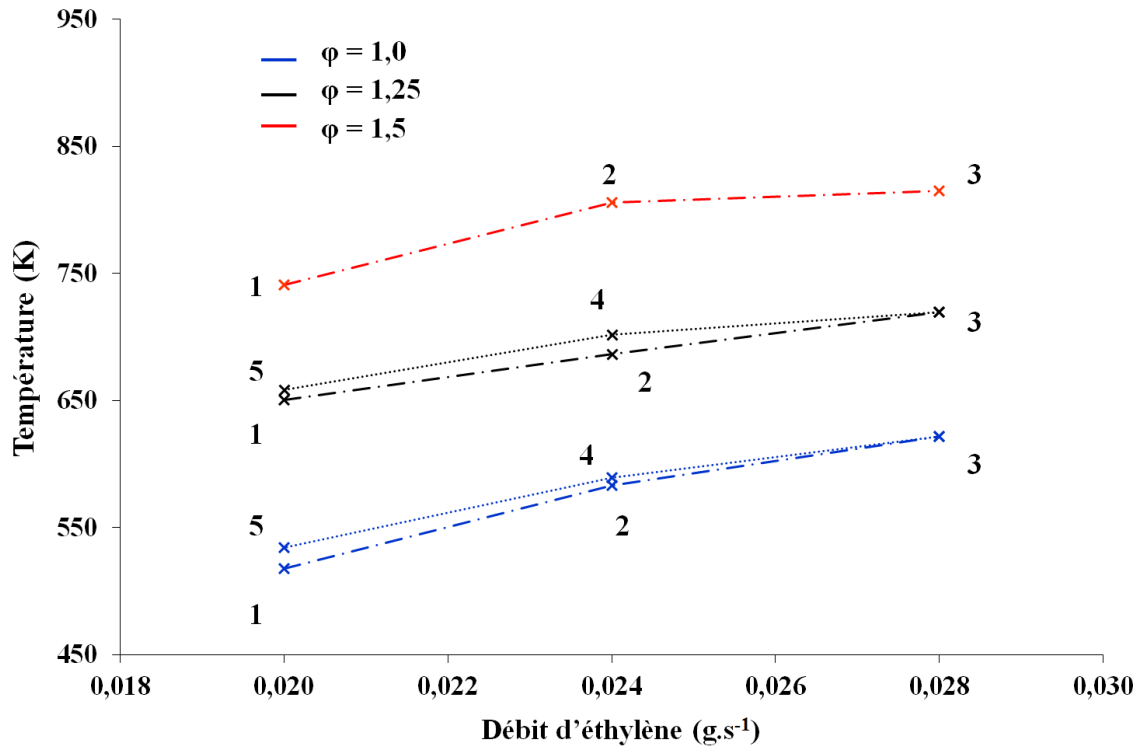


Figure 56. Variation de la température $T_{cr,sor}$ en fonction du débit de combustible pour les conditions de fonctionnement stationnaire 1 à 5 (test E2, E3 et E4)

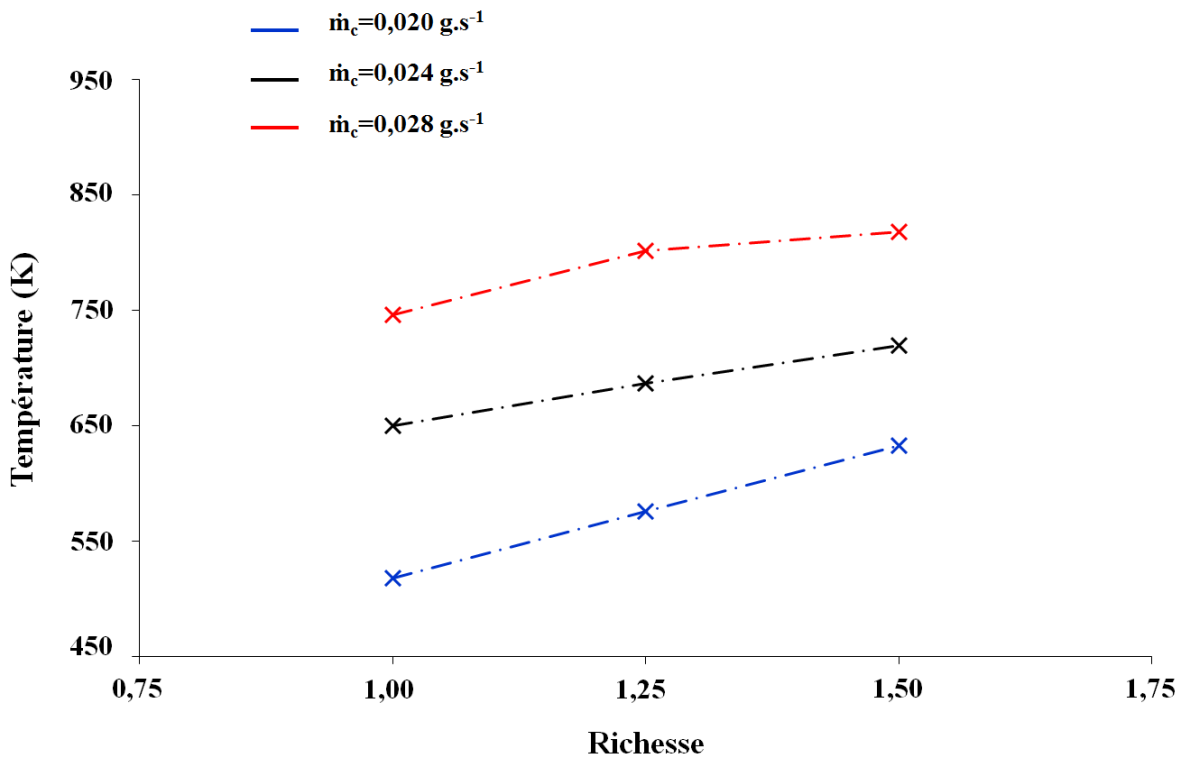
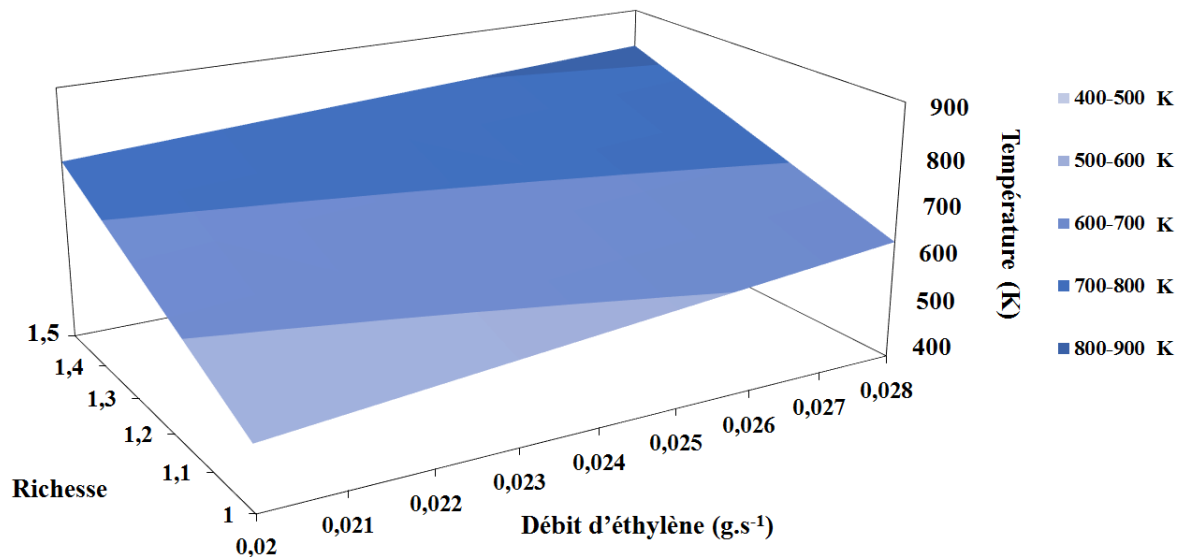


Figure 57. Variation de la température $T_{cr,sor}$ en fonction de la richesse pour les conditions de fonctionnement stationnaire 1 à 3 (test E2, E3 et E4)

La figure 56 confirme aussi que l'effet d'hystérésis thermique déjà observé pour le test E2 ($\phi=1.0$), caractérise également l'expérience E3 ($\phi=1.25$) : un même point de fonctionnement peut produire deux états en régime stationnaire légèrement différents l'un de l'autre⁴⁰.

Une relation empirique, permettant d'exprimer la variation de la température $T_{cr,sor}$ en fonction des deux paramètres \dot{m}_c et ϕ a été obtenue (voir figure 58).



$$T_{cr,sor} = -414,4 + 23660,4 \cdot \dot{m}_c - 10325,1 \cdot \dot{m}_c^2 + 671,1 \cdot \phi^2 \quad R^2 = 0,991$$

Figure 58. Relation donnant la variation de la température $T_{cr,sor}$ en fonction des deux paramètres \dot{m}_c et ϕ en conditions de fonctionnement stationnaire (test E2, E3 et E4)

Enfin, une étude de sensibilité a été réalisée pour vérifier lesquels parmi ces deux paramètres affecte le plus cette température.

Les courbes présentées dans la figure 59 donnent la variation en pourcentage de la température $T_{cr,sor}$ en fonction d'une variation de \dot{m}_c et ϕ ⁴¹. Elles indiquent que, dans les plages de valeurs de ces deux paramètres considérées ($0,020 \text{ g.s}^{-1}$ à $0,028 \text{ g.s}^{-1}$ pour \dot{m}_c , 1,0 à 1,5 pour ϕ), cette température est bien plus sensible à la richesse de la combustion qu'au débit de combustible.

⁴⁰ Malheureusement, l'arrêt prématuré du test E4 ne permet pas d'observer ce phénomène pour cette expérience.

⁴¹ Ce calcul a été fait pour chaque paramètre en supposant que l'autre reste inchangé. Les barres d'erreur sont utilisées pour indiquer que la sensibilité de cette température par rapport à chacun de ces paramètres est fonction de la valeur acquise par l'autre.

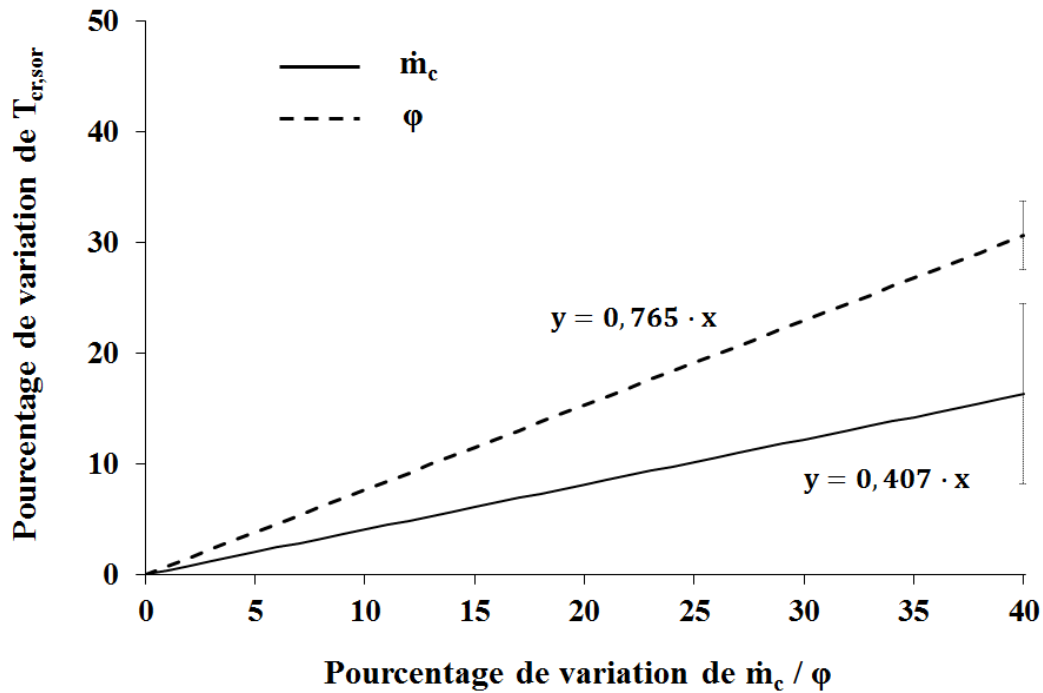


Figure 59. Variation en pourcentage de la température $T_{cr,sor}$ en fonction d'une variation de \dot{m}_c et φ pour les tests E2, E3 et E4

4.3.2.2 Dérivée temporelle de la température du combustible

Ainsi qu'il a été observé précédemment (4.3.1.7), la dérivée temporelle de la température $T_{cr,sor}$ renseigne aussi sur les phénomènes thermiques et leurs dynamiques. Les expériences E3 et E4, comme celle E2, présentent les mêmes évolutions qualitatives de ce paramètre que celles présentées en section 4.3.1.7 (voir figures 134 et 135 en annexe A.15).

La dérivée de température est, quelle que soit la richesse, fortement impactée par les variations du débit. Cela apparait clairement au tableau 16, où les valeurs acquises par celle-ci suite à des variations de \dot{m}_c pour les cas E2, E3 et E4 sont comparées⁴².

Test	φ	$dT_{cr,sor}/dt _1$ (K.s ⁻¹)	$dT_{cr,sor}/dt _2$ (K.s ⁻¹)	$dT_{cr,sor}/dt _3$ (K.s ⁻¹)	$dT_{cr,sor}/dt _4$ (K.s ⁻¹)
E2	1.0	13.69 ± 2.05	10.65 ± 1.60	-10.68 ± 1.60	-12.12 ± 1.82
E3	1.25	30.85 ± 4.63	27.17 ± 4.08	-22.12 ± 3.32	-24.60 ± 3.69
E4	1.5	35.12 ± 4.97	36.66 ± 5.50	-	-

Tableau 16. Valeurs maximum de la dérivée de la température $T_{cr,sor}$ suite à des variations de débit d'éthylène pour les cas E2 ($\varphi=1,0$), E3 ($\varphi=1,25$) et E4 ($\varphi=1,5$)

⁴² Ces valeurs sont, avant la variation du débit de carburant, inférieures à 0,1 K.min⁻¹.

Ces données-ci montrent que la réponse en température du circuit est d'autant plus importante que la richesse est grande. Ceci s'explique par le fait que le flux thermique échangé entre la flamme et la paroi du canal de refroidissement est, en conditions riches, d'autant plus grand sous l'effet rayonnant des suies (voir section 4.3.2.3.1). Vu que, ainsi qu'il a été observé précédemment (cf. 4.3.1.7), la résistance thermique au transfert de chaleur entre cette flamme et cette paroi est celle déterminante, il est normal que la réponse de la chambre vis-à-vis d'une variation de débit soit d'autant plus nette que le flux est important.

L'enchaînement phénoménologique est donc le suivant : Richesse > Suies > Rayonnement > Flux transmis > Dynamique de l'échauffement.

Le tableau 17 présente, pour les trois tests E2, E3 et E4, les temps de retard à la réponse estimés en utilisant respectivement les figures 53, 134 et 135. Dans ce tableau ces temps (indiqués par t_{ret}) sont comparés aux temps de séjour du fluide dans le canal (indiqués comme $t_{séj}$).

Temps (min)	Variation de \dot{m}_c (g.s ⁻¹)	$t_{ret \varphi=1.0}$ (s)	$t_{séj \varphi=1.0}$ (s)	$t_{ret \varphi=1.25}$ (s)	$t_{séj \varphi=1.25}$ (s)	$t_{ret \varphi=1.5}$ (s)	$t_{séj \varphi=1.5}$ (s)
154,2	0,020 à 0,024	4,54±1,0	5,65±0.85	6,95±1,0	2,26±0,34	5,88±1,0	2,33±0,33
235,1	0,024 à 0,028	4,48±1,0	5,32±0.80	9,60±1,0	2,22±0,33	6,11±1,0	2,20±0,33
307,6	0,028 à 0,024	7,48±1,0	5,26±0.79	11,82±1,0	2,14±0,32	-	-
384,5	0,024 à 0,020	7,02±1,0	5,18±0.78	12,94±1,0	2,23±0,33	-	-

Tableau 17. Comparaison entre les temps de retard à la réponse et les correspondants temps de séjour du fluide dans le canal de refroidissement pour les tests E2 ($\varphi=1,0$), E3 ($\varphi=1,25$) et E4 ($\varphi=1,5$)

Ce tableau confirme que la réponse du circuit régénératif est, quel que soit la richesse, plus rapide en cas d'augmentation du débit qu'en cas de diminution (cf. 4.3.1.7). Il permet également d'observer que ces temps de retard à la réponse sont toujours du même ordre de grandeur que les temps de séjour.

Enfin, il montre que le rapport $t_{ret}/t_{séj}$ est en général plus grand en condition riche qu'en condition stœchiométrique, même si sa variation en fonction de la richesse n'est pas facile à définir, comme l'indique la figure 60, qui montre un maximum pour $\varphi = 1,25$.

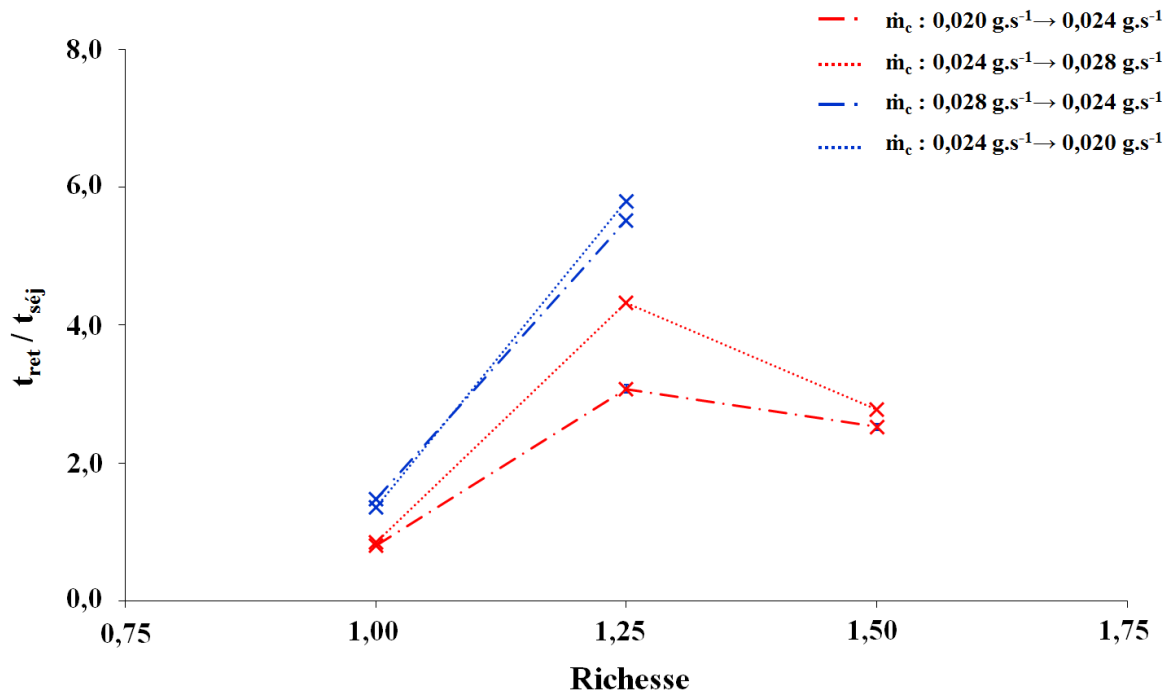


Figure 60. Variation du rapport $t_{\text{ret}}/t_{\text{séj}}$ en fonction de la richesse pour les variations du débit de combustible au cours des tests E2, E3 et E4

4.3.2.3 Effet sur les flux thermiques principaux

4.3.2.3.1 Evaluation dans la chambre de combustion

La figure 61 indique que le flux thermique total à la paroi (cf. 3.7) est d'autant plus important que le débit de combustible et la richesse sont grands.

L'augmentation de ce flux en fonction du débit de combustible a été déjà justifié (cf. 4.3.1.2). L'incrément en fonction de la richesse s'explique par la formation, en condition riche, de suies qui accroissent la luminosité et, en conséquence, l'émissivité et la capacité rayonnante de la flamme vers les parois de la chambre et le canal de refroidissement.

Afin de mieux comprendre l'influence de ϕ , les figures 62 et 63 présentent l'évolution des flux thermique radiatif et convectif. Elles indiquent que le flux radiatif est d'autant plus important que la richesse est élevée, alors que c'est l'inverse pour le flux thermique convectif.

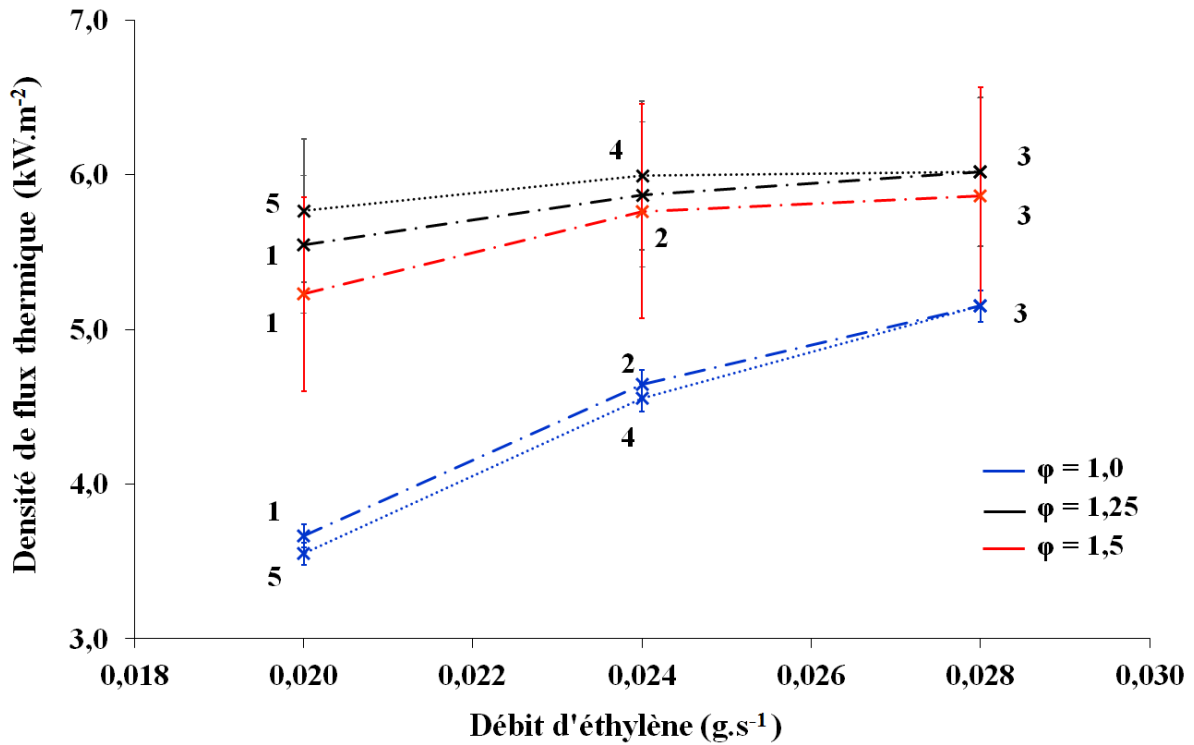


Figure 61. Flux thermiques échangés entre les gaz de combustion et la paroi interne de la chambre au cours des tests E2 (a, $\varphi=1.0$), E3 (b, $\varphi=1.25$) et E4 (c, $\varphi=1.5$) pour les conditions de fonctionnement stationnaire

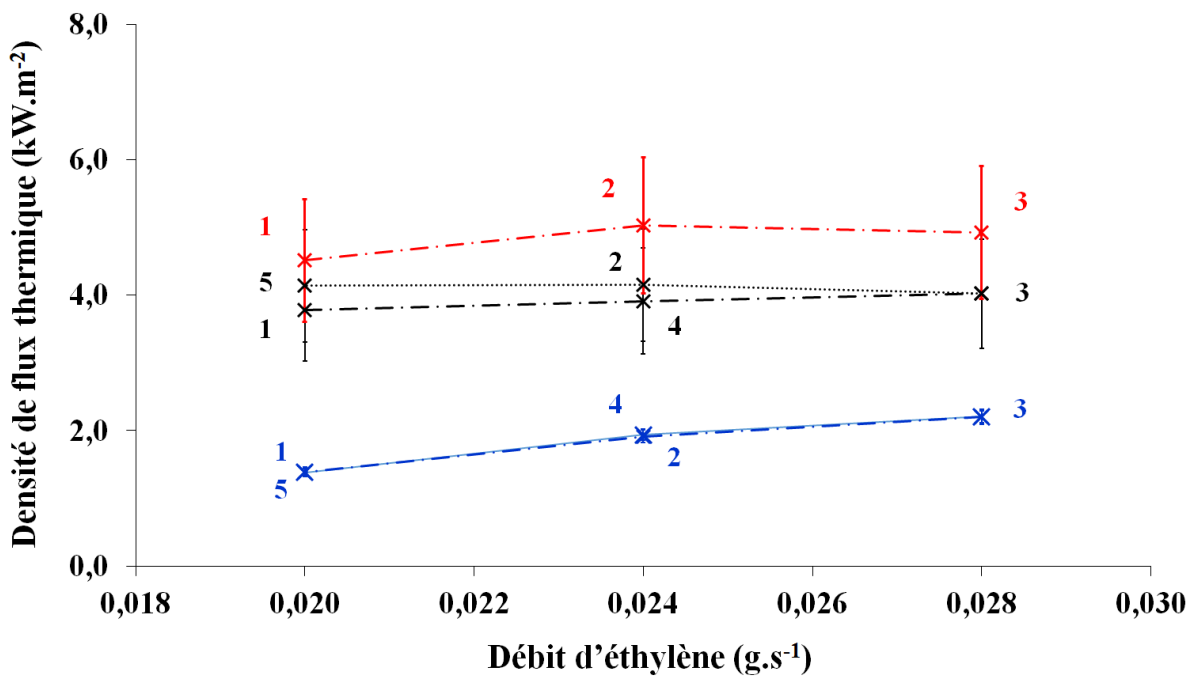


Figure 62. Variation du flux thermique radiatif à la paroi au cours des tests E2 (a, $\varphi=1.0$), E3 (b, $\varphi=1.25$) et E4 (c, $\varphi=1.5$) en fonction du débit d'éthylène pour les conditions de fonctionnement stationnaire

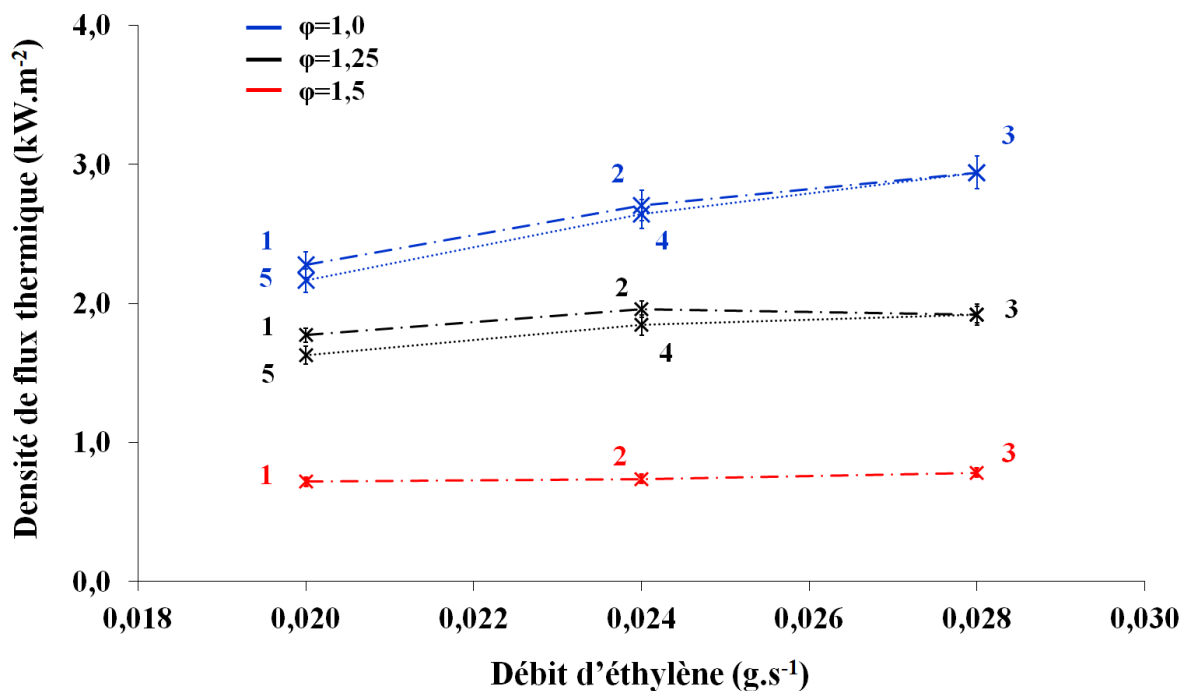


Figure 63. Variation du flux thermique convectif à la paroi au cours des tests E2 (a, $\phi=1.0$), E3 (b, $\phi=1.25$) et E4 (c, $\phi=1.5$) en fonction du débit d'éthylène pour les conditions de fonctionnement stationnaire

La figure 63 montre également que, pour un même débit de combustible, une augmentation de la richesse est en général accompagnée d'une baisse du flux thermique convectif entre les gaz brûlés et la paroi de la chambre. Cela se produit car, ainsi qu'il a été dit au début de la section 4.3, pour un même débit d'éthylène, le débit d'air et, en conséquence, celui des gaz de combustion, sont d'autant plus élevés que la richesse est faible. La vitesse d'écoulement de ces gaz dans la chambre est alors une fonction décroissante de cette richesse.

Or, vu que l'efficacité des échanges thermiques convectifs entre les gaz de combustion et la surface interne de la chambre est affectée par cette vitesse d'écoulement, ces échanges convectifs sont plus efficaces en conditions stœchiométrique qu'en condition riche⁴³.

⁴³ La variation du flux total à la paroi donnée dans la figure 61 montre une apparente contradiction, car alors que l'augmentation de ϕ de 1,0 à 1,25 entraîne une forte augmentation de ce flux, la hausse de 1,25 à 1,5 provoque une légère baisse de celui-ci. Cette contradiction peut s'expliquer de la manière suivante. Les thermocouples positionnés utilisés pour mesurer la température des gaz brûlés représentent des points d'arrêt sur lesquels les suies produites en condition riche peuvent s'accumuler, en formant des dépôts. Vu que ces dépôts se caractérisent par un fort pouvoir isolant, les températures mesurées par ces thermocouples, pour une richesse supérieure à 1.0 (cas E3 et E4) sont sous-estimées par rapport à celles réelles. Or, ces dépôts de suies sont éliminés chaque fois que ces thermocouples sont, au cours d'un test, déplacés en position P1, près de la paroi. En conséquence, cette sous-estimation ne se vérifie que lorsque ceux-ci sont en position P2 et P3, respectivement à 3 cm et à 5 cm de cette paroi (sur l'axe de la chambre). Cela entraîne une sous-estimation du gradient de température et, par conséquent, des flux thermiques, tant celui convectif que celui radiatif, entre ces gaz et cette paroi.

Pour mieux apprécier l'importance des transferts thermiques radiatifs en condition riche, le tableau 18 présente le rapport entre le flux radiatif et celui convectif pour ces trois tests.

Ce tableau indique qu'une augmentation de ϕ de 50% (de 1,0 à 1,5) entraîne une hausse de ce rapport d'environ un ordre de grandeur.

Plateau	$\phi=1.0$	$\phi=1.25$	$\phi=1.5$
1	0,61±0,05	2,13±0,21	6,29±0,63
2	0,72±0,06	2,01±0,20	7,49±0,68
3	0,75±0,06	2,09±0,21	6,92±0,63
4	0,72±0,06	2,25±0,23	-
5	0,64±0,05	2,54±0,25	-

Tableau 18. Rapport entre le flux radiatif et le flux convectif pour les cas E2 (a, $\phi=1.0$), E3 (b, $\phi=1.25$) et E4 (c, $\phi=1.5$) pour les conditions de fonctionnement stationnaire

Ainsi qu'il été déjà observé, l'augmentation du flux radiatif en fonction de ϕ s'explique par la formation, en condition riche, de suies qui accroissent l'émissivité et, en conséquence, la capacité rayonnante de la flamme (voir tableau 19).

Test	ϕ	ϵ_g
2	1,0	0,065 ± 0,004
3	1,25	0,123 ± 0,018
4	1,5	0,263 ± 0,040

Tableau 19. Emissivités moyennées de la flamme calculées pour les cas pour les cas E2 (a, $\phi=1.0$), E3 (b, $\phi=1.25$) et E4 (c, $\phi=1.5$)

Le calcul de ces émissivités nécessite la connaissance de la fraction volumique de particules de suies au sein de la flamme. Or, au vu du fait que les gaz de combustion produits au cours des expériences réalisées n'ont fait l'objet d'aucune analyse, ni physique ni chimique, cette fraction volumique n'a jamais été mesurée. Néanmoins, il s'est avéré possible de l'estimer en utilisant des données trouvées dans la littérature concernant des flammes prémélangées d'éthylène et d'air se caractérisant par la même richesse que celles qui ont fait l'objet de cette étude expérimentale (cf. 3.6).

La formation de suies en condition riche, responsable de l'incrément du flux rayonné, est confirmée par la figure 64, qui montre que la luminosité de la flamme est d'autant plus grande que ϕ est grand.

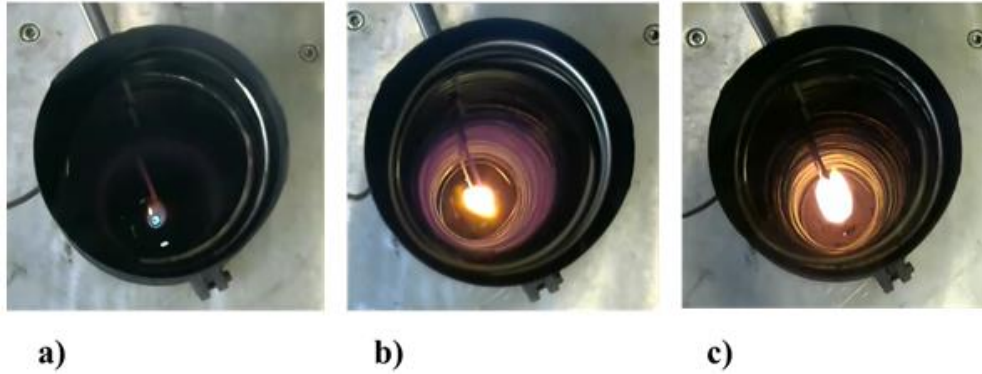


Figure 64. Images de la flamme pour les tests E2 (a, $\phi=1.0$), E3 (b, $\phi=1.25$) et E4 (c, $\phi=1.5$) pour un même débit d'éthylène ($0,024 \text{ g.s}^{-1}$)

Enfin, le tableau 20 présente le rapport entre le flux thermique à la paroi $q_{g \rightarrow p, \text{int}}$ et le flux thermique total mise en jeu par la combustion, q_{comb} (cf. 3.7).

Ce tableau montre que ce rapport est d'autant plus grand que la richesse est grande. Ceci confirme qu'en condition riche le transfert thermique entre les gaz brûlés et la paroi interne de la chambre est plus efficace qu'en condition stœchiométrique.

Il indique aussi que ce rapport est d'autant plus important que le débit de combustible est faible. Cela peut s'expliquer par le fait que, vu que le débit et la vitesse d'écoulement des gaz de combustion augmentent en fonction de \dot{m}_c , le temps de séjours de ces gaz dans la chambre est d'autant plus faible que ce débit de carburant est grand. Par conséquent, ceux-ci transmettent à la paroi de la chambre une fraction plus petite de leur enthalpie sensible.

Test	ϕ	$\frac{q_{g \rightarrow p, \text{int}}}{q_{\text{comb}}} _1$	$\frac{q_{g \rightarrow p, \text{int}}}{q_{\text{comb}}} _2$	$\frac{q_{g \rightarrow p, \text{int}}}{q_{\text{comb}}} _3$	$\frac{q_{g \rightarrow p, \text{int}}}{q_{\text{comb}}} _4$	$\frac{q_{g \rightarrow p, \text{int}}}{q_{\text{comb}}} _5$
2	1,0	0,78	0,77	0,73	0,77	0,76
3	1,25	0,84	0,7	0,76	0,79	0,84
4	1,5	0,86	0,84	0,81	-	-

Tableau 20. Rapport entre le flux thermique à la paroi $q_{g \rightarrow p, \text{int}}$ et le flux thermique mise en jeu par la combustion, q_{comb} , pour les tests E2 ($\phi=1,0$), E3 ($\phi=1,25$) et E4 ($\phi=1,5$)

4.3.2.3.2 Effet sur le flux thermique absorbé par le combustible-refroidisseur dans le canal de refroidissement

La figure 65 montre la variation du flux thermique $q_{\text{refr}}^{\text{sens}}$ en conditions de fonctionnement stationnaire pour les tests E2, E3 et E4. Elle permet d'observer que ce flux augmente non seulement en fonction du débit d'alimentation en éthylène mais également en fonction de la richesse.

Cette figure est en accord avec les observations faites dans la section précédente (cf. 4.3.2.3.1)

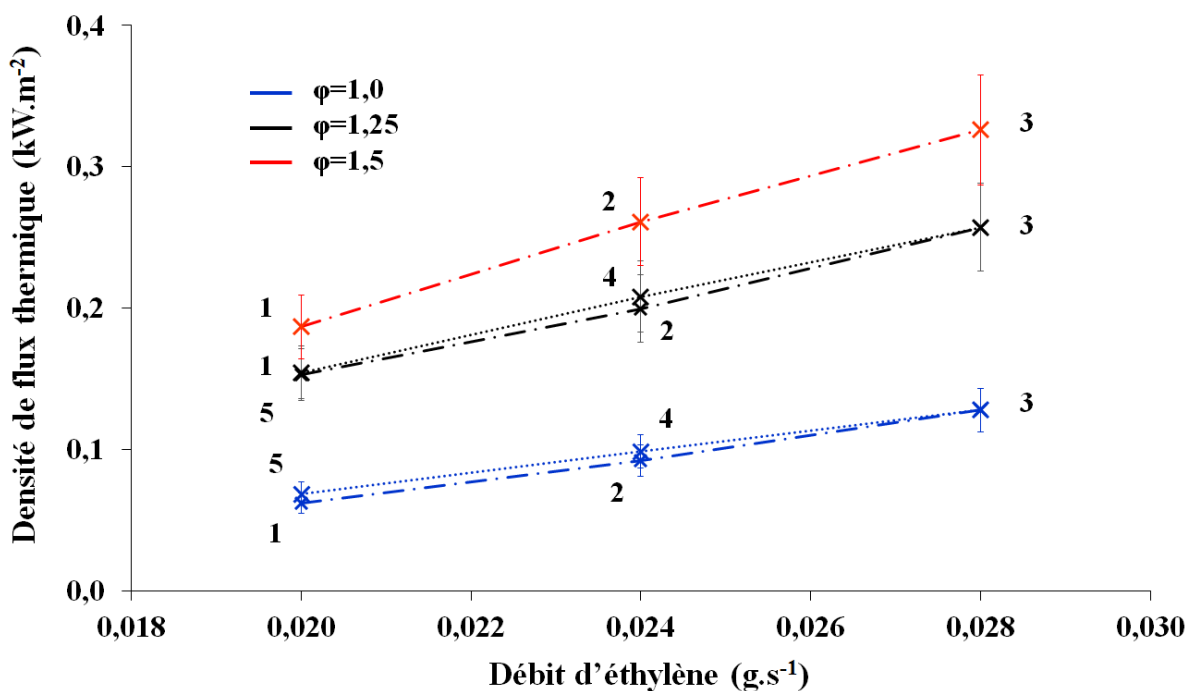
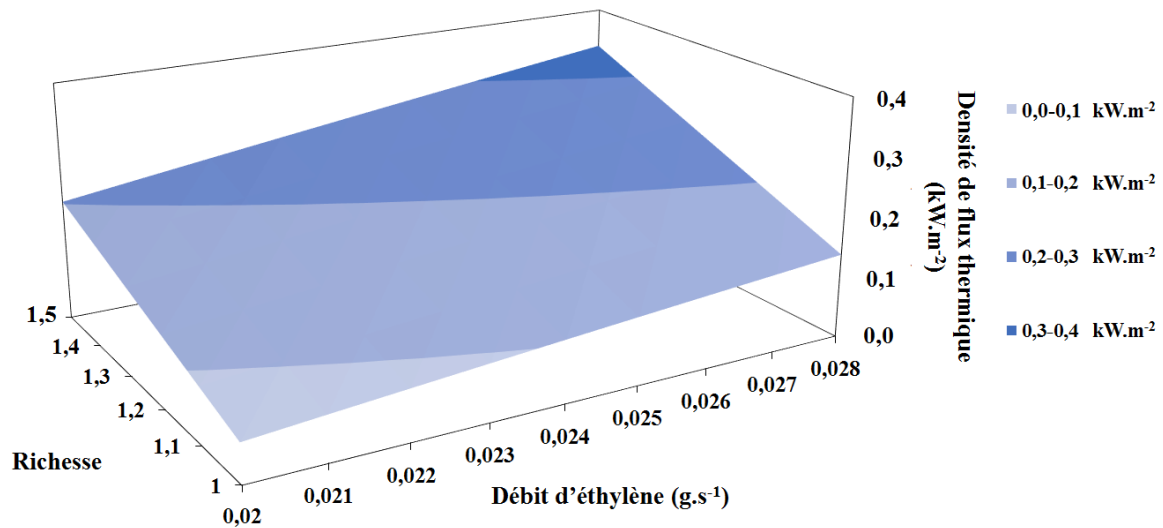


Figure 65. Variation du flux thermique sensible absorbé par le combustible-refroidisseur au cours des tests E2 ($\varphi=1,0$), E3 ($\varphi=1,25$) et E4 ($\varphi=1,5$) en fonction du débit d'éthylène pour les conditions de fonctionnement stationnaire

Une relation empirique, permettant d'exprimer ce flux en fonction des deux paramètres \dot{m}_c et φ a été obtenue. Elle est donnée dans la figure 66.

Une étude de sensibilité a ensuite été réalisée pour vérifier lesquels parmi ces paramètres affecte le plus ce flux. La figure 67, qui présente la variation en pourcentage de celui-ci en fonction de la variation de \dot{m}_c et φ^{44} , indique qu'il est bien plus sensible à la richesse de la combustion qu'au débit de combustible.

⁴⁴ En supposant que l'autre de ces deux paramètres reste inchangé.



$$q_{refr}^{sen} = -0,18 + 13,74 \cdot \dot{m}_c \cdot \varphi - 88,59 \cdot \dot{m}_c^2 \quad R^2 = 0,973$$

Figure 66. Relation donnant la variation du flux thermique q_{refr}^{sens} en fonction des deux paramètres \dot{m}_c et φ en conditions de fonctionnement stationnaire (test E2, E3 et E4)

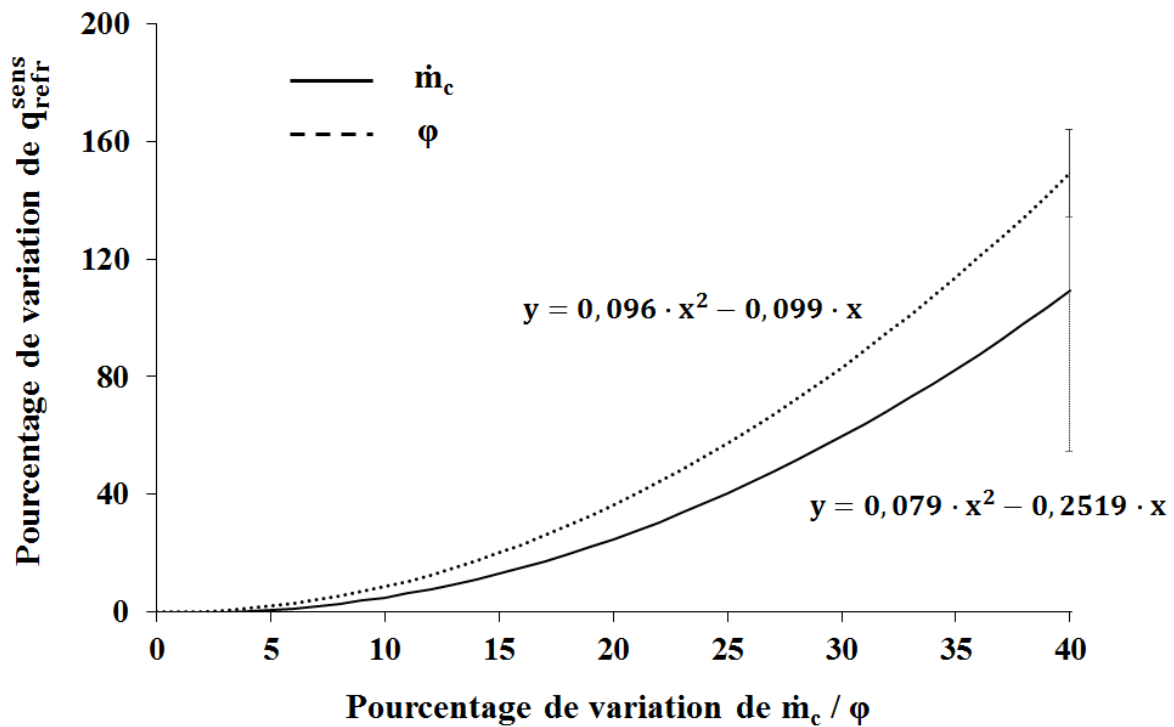


Figure 67. Variation en pourcentage du flux thermique q_{refr}^{sens} en fonction d'une variation de \dot{m}_c et φ pour les tests E2, E3 et E4

L'effet chimique de la décomposition du combustible a été estimé en utilisant les résultats des calculs cinétiques détaillés dans le chapitre 5. La figure 68 montre la variation du flux thermique endothermique en conditions de fonctionnement stationnaire pour les tests E2, E3 et

E4. Le taux de décomposition du combustible étant, pour les tests E2 et E3, très faible, ce flux est faible par rapport à celui sensible ; au contraire, la valeur de ce flux s'approche de celle de celui sensible pour le cas E4 (voir tableau 21⁴⁵).

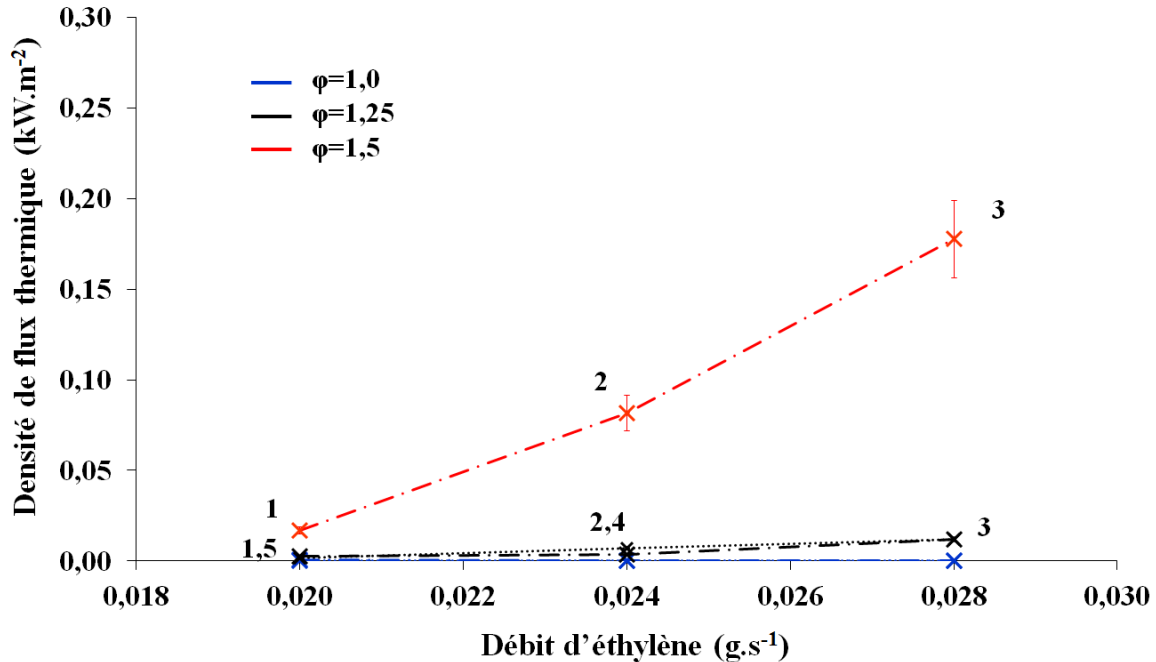


Figure 68. Variation du flux thermique endothermique absorbé par le carburant au cours des tests E2 ($\varphi=1.0$), E3 ($\varphi=1.25$) et E4 ($\varphi=1.5$) en fonction du débit d'éthylène pour les conditions de fonctionnement stationnaire

Test	φ	$q_{\text{refr}}^{\text{chim}}/q_{\text{refr}} _1$	$q_{\text{refr}}^{\text{chim}}/q_{\text{refr}} _2$	$q_{\text{refr}}^{\text{chim}}/q_{\text{refr}} _3$	$q_{\text{refr}}^{\text{chim}}/q_{\text{refr}} _4$	$q_{\text{refr}}^{\text{chim}}/q_{\text{refr}} _5$
2	1,0	1,64 %	0,12 %	0,38 %	0,21 %	0,01 %
3	1,25	2,05 %	2,06 %	5,21 %	4,01 %	1,43 %
4	1,5	9,78 %	27,2 %	39,5 %	-	-

Tableau 21. Rapport entre le flux thermique endothermique et le flux thermique total (sensible + endothermique) absorbé par le carburant dans le canal de refroidissement en conditions de fonctionnement stationnaire pour les tests E2, E3 et E4. Entre parentes, le taux de de décomposition de l'éthylène

4.3.2.3.3 Efficacité globale de l'échangeur thermique et écarts thermiques à l'adiabaticité

Les valeurs acquises par l'efficacité du circuit régénératif η en conditions de fonctionnement stationnaire pour les tests E2, E3 et E4 sont présentées par le tableau 22.

⁴⁵ Le taux de décomposition du carburant au cours de ces tests est donné par le tableau 25, dans la section 5.3.2.

Test	ϕ	$\eta _1$ (g.s ⁻¹)	$\eta _2$ (g.s ⁻¹)	$\eta _3$ (g.s ⁻¹)	$\eta _4$ (g.s ⁻¹)	$\eta _5$ (g.s ⁻¹)
2	1,0	0,081±0,013	0,095±0,014	0,107±0,016	0,089±0,013	0,077±0,012
3	1,25	0,096±0,014	0,109±0,016	0,118±0,018	0,105±0,016	0,091±0,014
4	1,5	0,084±0,014	0,095±0,018	0,107±0,021	-	-

Tableau 22. Performance η du circuit régénératif pour les cas E2, E3 et E4 en fonction du débit d'éthylène pour les conditions de fonctionnement stationnaire

Ce tableau confirme que la performance η augmente en fonction du débit d'éthylène \dot{m}_c . En plus, il indique que ce paramètre présente un optimum pour une richesse de 1.25 (voir le graphe de la figure 69, obtenu par interpolation des données du tableau 21). Cela permet de déterminer des points de fonctionnement optimal dans une approche technologique.

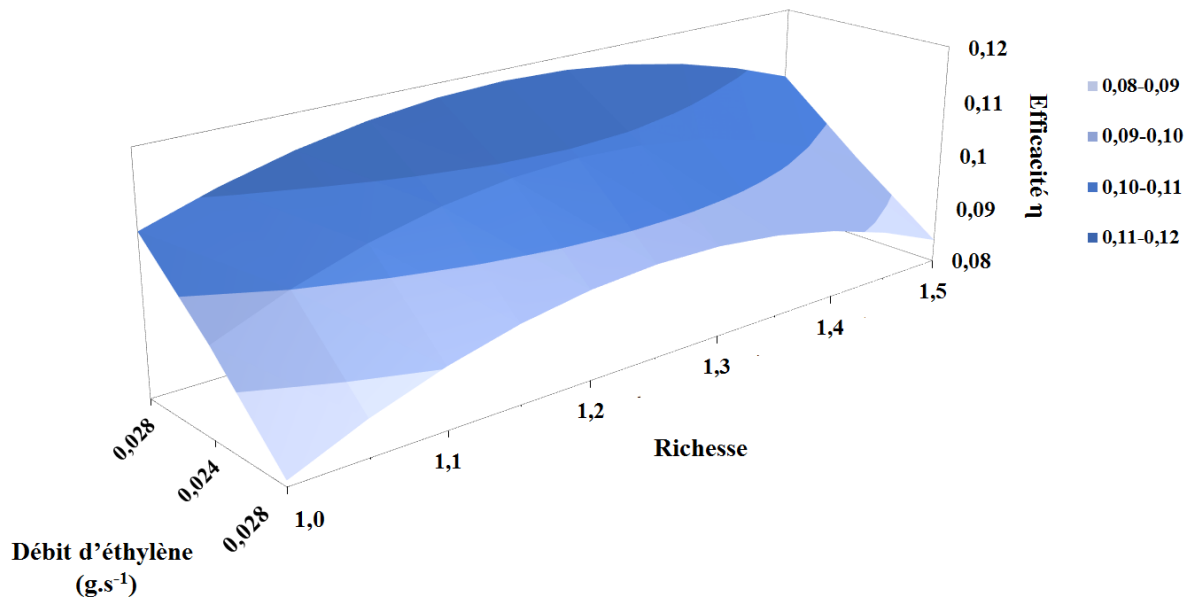


Figure 69. Variation de l'efficacité η en fonction des deux paramètres \dot{m}_c et ϕ en conditions de fonctionnement stationnaire (test E2, E3 et E4)

Ainsi qu'il a été déjà dit précédemment (cf.4.3.1.5), les valeurs de cette performance η ici calculées sous-estiment celles réelles. Les tendances étant fiables, les valeurs quantitatives sont donc à relativiser.

La figure 70 montre la variation du flux thermique échangé entre la surface externe de la chambre et l'environnement extérieur en conditions de fonctionnement stationnaire pour les tests E2, E3 et E4. Celle-ci montre que ce flux est une fonction croissante du débit d'alimentation en éthylène et de la richesse de la combustion.

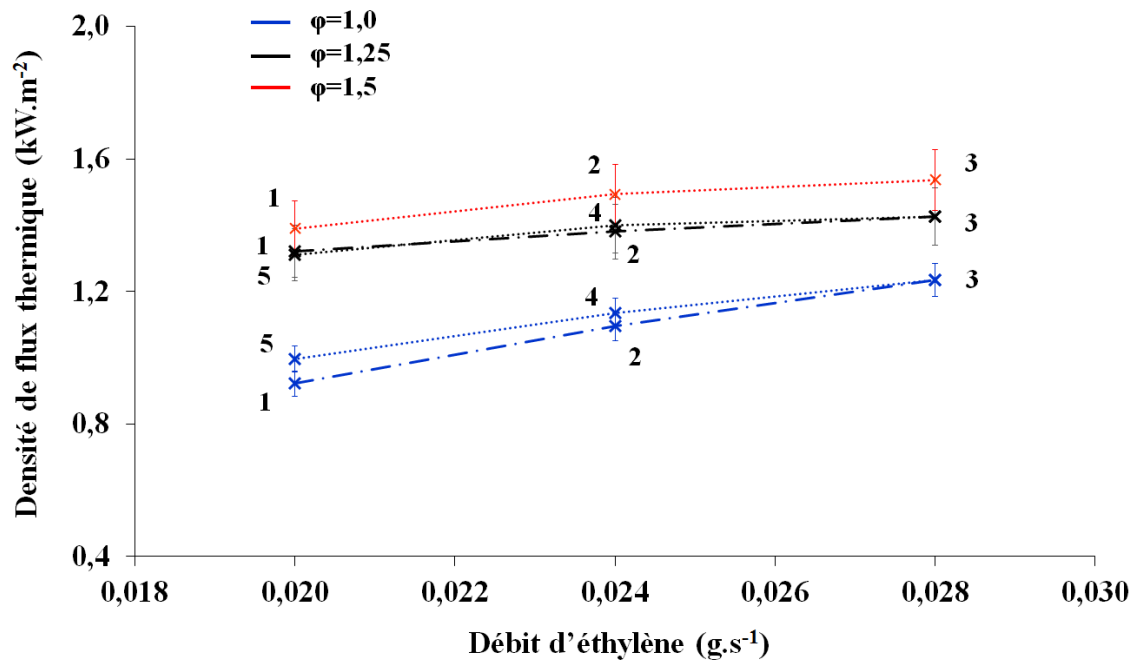
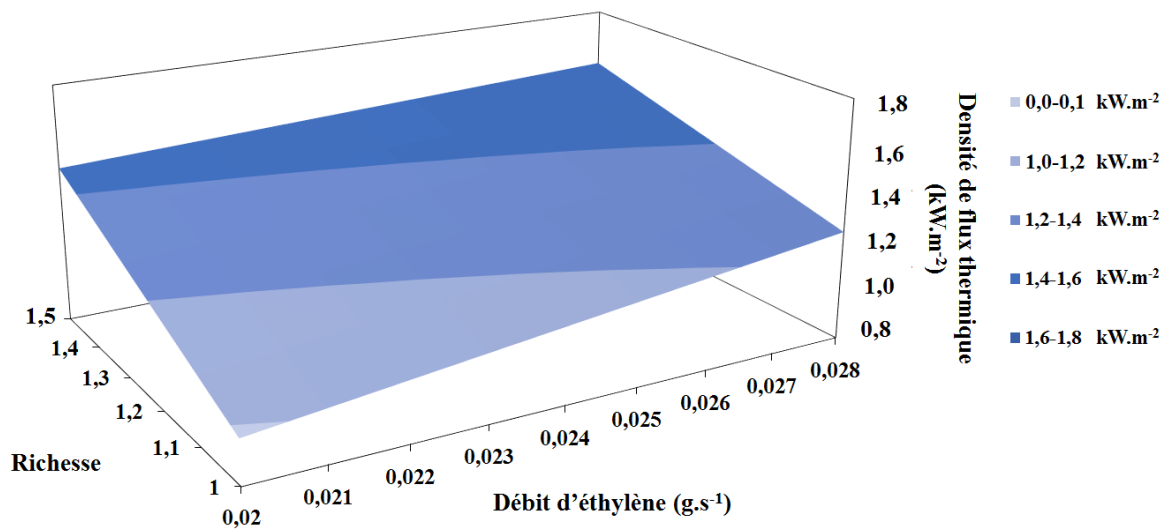


Figure 70. Variation du flux thermique $q_{p,ext \rightarrow air,ext}$ au cours des tests E2 ($\varphi=1,0$), E3 ($\varphi=1,25$) et E4 ($\varphi=1,5$) en fonction du débit d'éthylène pour les conditions de fonctionnement stationnaire

Une relation empirique, permettant d'exprimer ce flux en fonction des deux paramètres \dot{m}_c et φ a été obtenue. Elle est donnée dans la figure 71.



$$q_{p,ext \rightarrow air,ext} = -1,48 + 75,98 \cdot \dot{m}_c + 1,78 \cdot \varphi - 41,94 \cdot \dot{m}_c \cdot \varphi \quad R^2 = 0,943$$

Figure 71. Relation donnant la variation du flux thermique $q_{p,ext \rightarrow air,ext}$ au cours des tests E2 ($\varphi=1,0$), E3 ($\varphi=1,25$) et E4 ($\varphi=1,5$) en fonction du débit d'éthylène pour les conditions de fonctionnement stationnaire

Une étude de sensibilité a été réalisée pour vérifier lesquels parmi ces paramètres affecte le plus ce flux thermique. La figure 72, qui présente la variation en pourcentage de flux en fonction

de la variation de \dot{m}_c et φ ⁴⁶, indique qu'il est bien plus sensible à la richesse de la combustion qu'au débit de combustible.

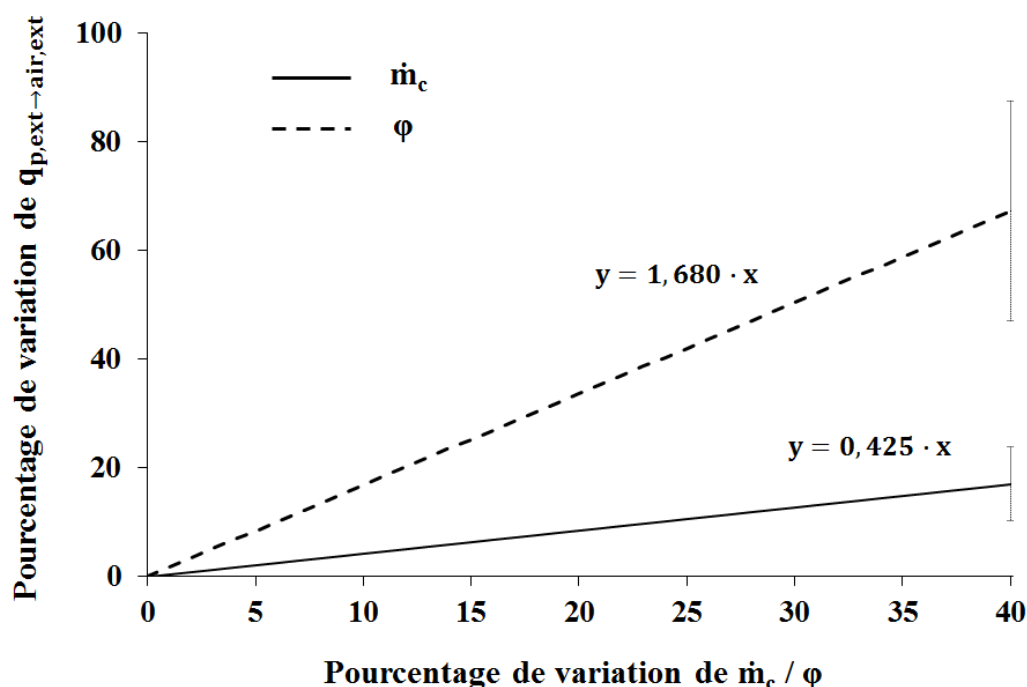


Figure 72. Variation en pourcentage du flux thermique $q_{p,ext \rightarrow air,ext}$ en fonction d'une variation de \dot{m}_c et φ pour les tests E2, E3 et E4

Enfin, le tableau 23 présente les estimations des températures atteintes par la surface de la paroi externe de la chambre au cours de ces tests en conditions de fonctionnement stationnaire. Ces températures sont d'autant plus élevées φ est grand.

Ceci est en accord avec les variations en fonction du débit d'éthylène et de la richesse de la combustion des flux thermiques représentés dans la figure 55.

Test	φ	$T_{ext 1}$ (K)	$T_{ext 2}$ (K)	$T_{ext 3}$ (K)	$T_{ext 4}$ (K)	$T_{ext 5}$ (K)
2	1,0	604,6±36,2	694,1±41,6	724,6±43,5	704,4±42,2	674,4±40,6
3	1,25	742,2±44,5	762,2±45,7	777,7±46,6	768,6±46,1	738,4±44,3
4	1,5	731,7±43,9	771,8±46,3	785,7±47,1	-	-

Tableau 23. Températures atteintes par la surface de la paroi externe de la chambre pour les conditions de fonctionnement stationnaire pour les cas E2 ($\varphi=1,0$), E3 ($\varphi=1,25$) et E4 ($\varphi=1,5$)

⁴⁶ En supposant que l'autre de ces deux paramètres reste inchangé.

4.3.3 Bref aperçu de l'effet de la pression du refroidisseur

Une vanne de réglage fin de la pression a permis de réaliser un test au cours duquel le taux d'ouverture de celle-ci a été respectivement réduit et augmenté deux fois, de manière à provoquer des brusques variations de la pression du fluide refroidisseur. Ce test, indiqué par E9 dans l'annexe A.14, a été conduit avec un débit d'alimentation en combustible \dot{m}_c égal à $0,016 \text{ g.s}^{-1}$ et une richesse ϕ égale à 1.

La figure 73 présente le relevé de la pression du fluide. Cinq différents intervalles de temps correspondent aux cinq différents taux d'ouverture de la vanne de régulation de pression. Les montées en pression durant cet essai sont dues à l'ouverture de cette vanne alors que les baisses sont dues, elles, à la fermeture de celle-ci.

La figure 74 présente le relevé de la température mesurée au cours de ce test à l'aide du thermocouple installé à la sortie du canal de refroidissement. Ce relevé montre que les effets des variations de la pression sont très faibles. Malgré le lien fort entre pression, masse volumique et temps de séjour dans le canal (à iso-débit), la thermique reste donc peu impactée ; ce qui confirme les résultats antérieurs (cf. 4.3.1.1).

La figure 75 présente les flux thermiques totaux émis par les gaz brûlés et absorbés par la surface interne de la paroi de la chambre de combustion, la figure 76 les temps de séjour du fluide dans le canal de refroidissement en condition stationnaire.

Ces figures permettent de mieux comprendre la figure 74. En effet, même si une hausse de la pression du combustible se traduit par une augmentation du temps de séjours, l'échauffement du refroidisseur est en général moins grand dû aux variations des flux thermiques totaux à la paroi⁴⁷. Là aussi, une certaine hystérésis apparaît⁴⁸.

⁴⁷ Il est probable que la variation de ceux-ci en fonction de la pression d'alimentation du combustible soit en partie due à des instabilités de la combustion qui ont été observées par les expérimentateurs au cours du test.

⁴⁸ Le débit de combustible alimentant la chambre de combustion n'a pas été mesuré pour ce test. Selon le fournisseur, pour un débit massique correspondant à 8 % de celui maximum ($0,016 \text{ g.s}^{-1}$ par rapport à un maximum de $0,2 \text{ g.s}^{-1}$) l'incertitude est inférieure à 2,5%.

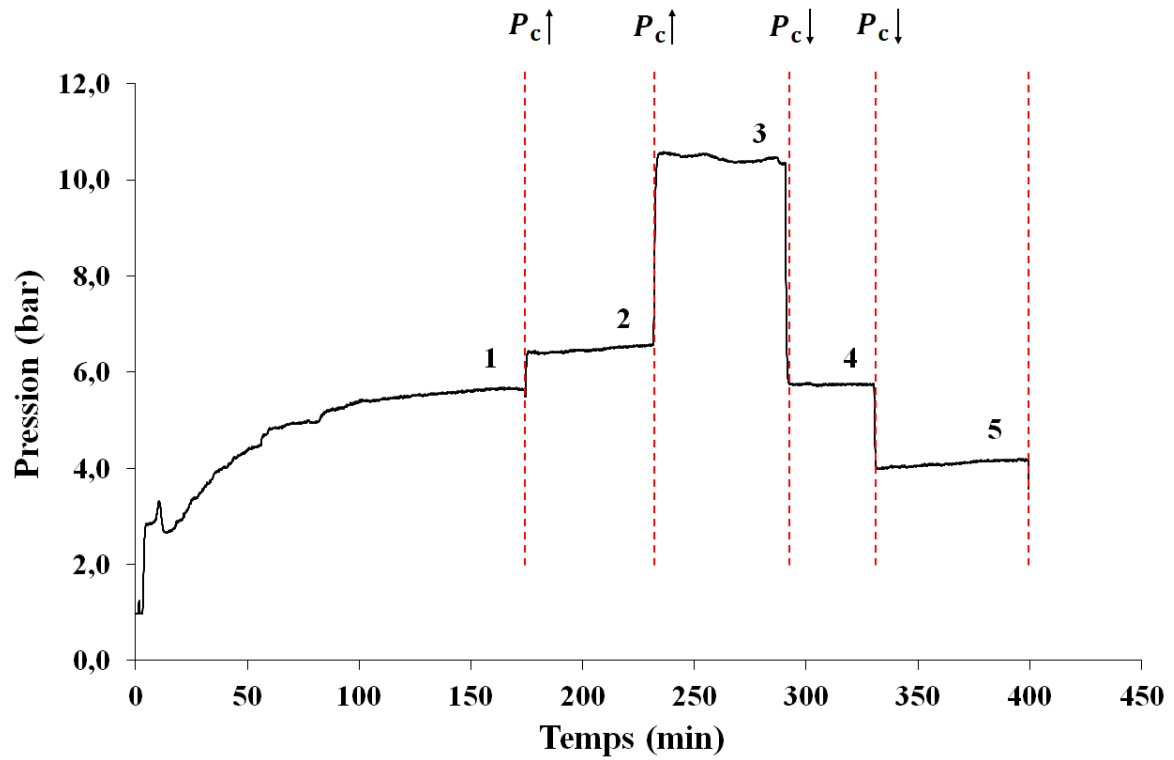


Figure 73. Relevé de pression réalisé au cours du test E9 avec le transmetteur de pression installé à l'entrée du canal de refroidissement

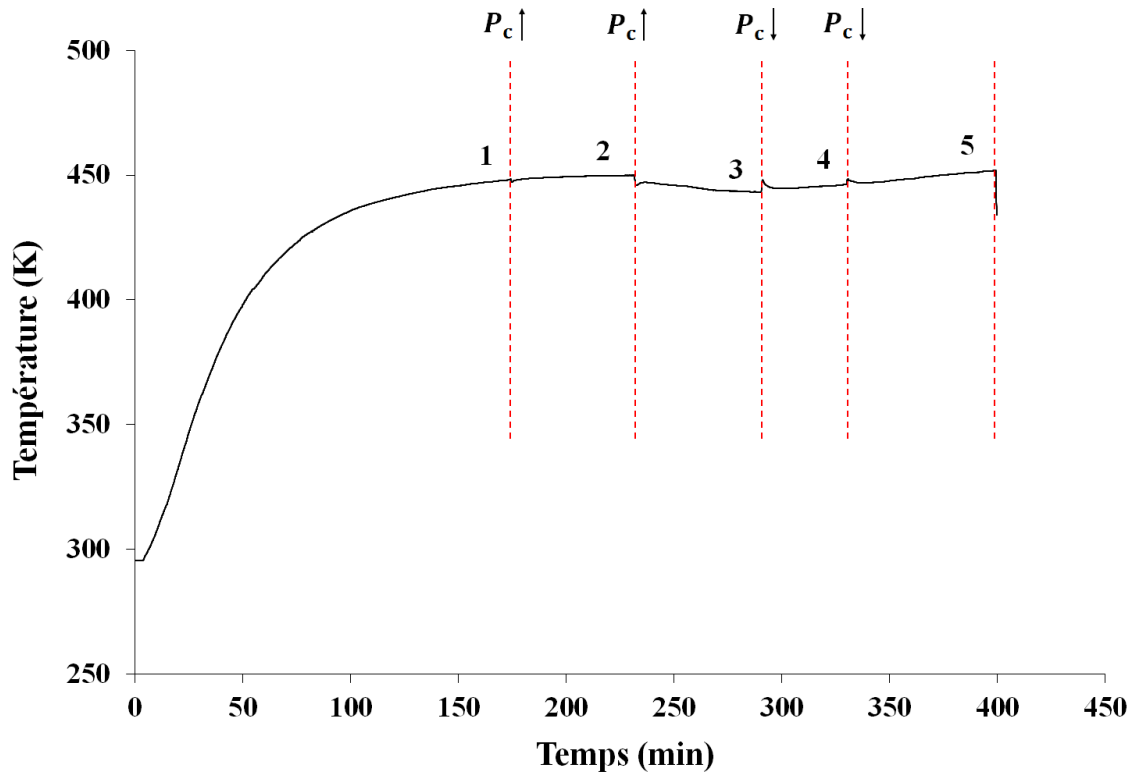


Figure 74. Relevé de température réalisé au cours du test E8 avec le thermocouple TC_c installé à la sortie du canal de refroidissement

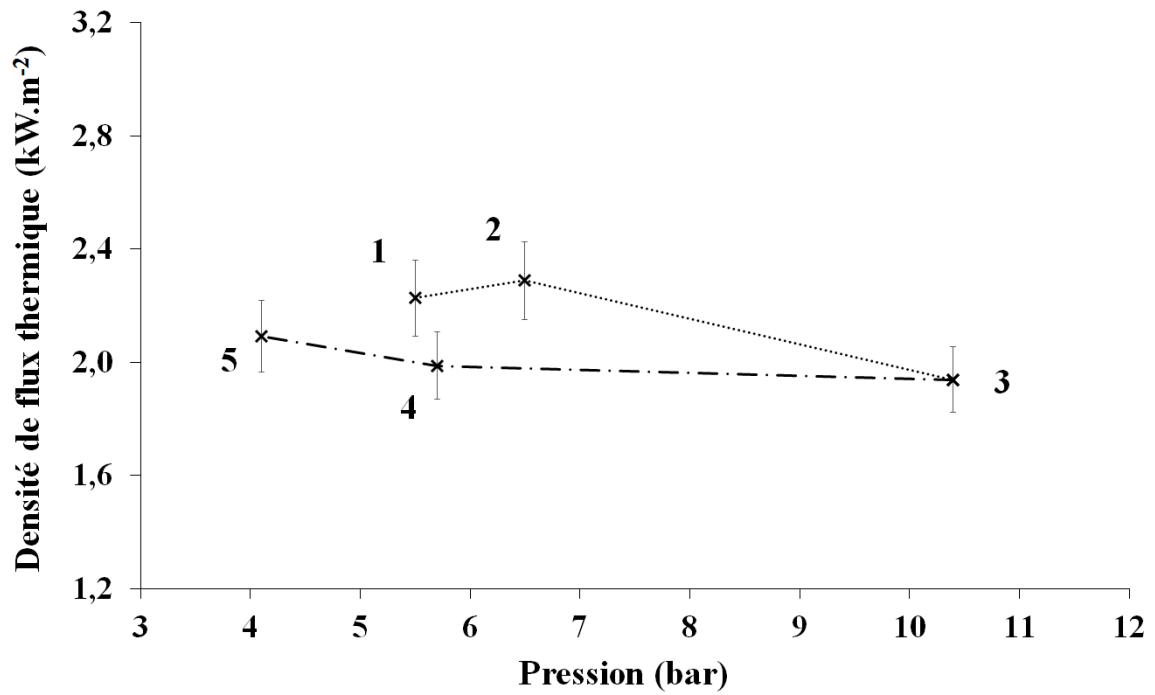


Figure 75. Flux thermiques échangés entre les gaz de combustion et la paroi interne de la chambre au cours du test E9 ($\dot{m}_c = 0,016\text{g}\cdot\text{s}^{-1}$, $\phi = 1.0$) pour les conditions de fonctionnement stationnaire

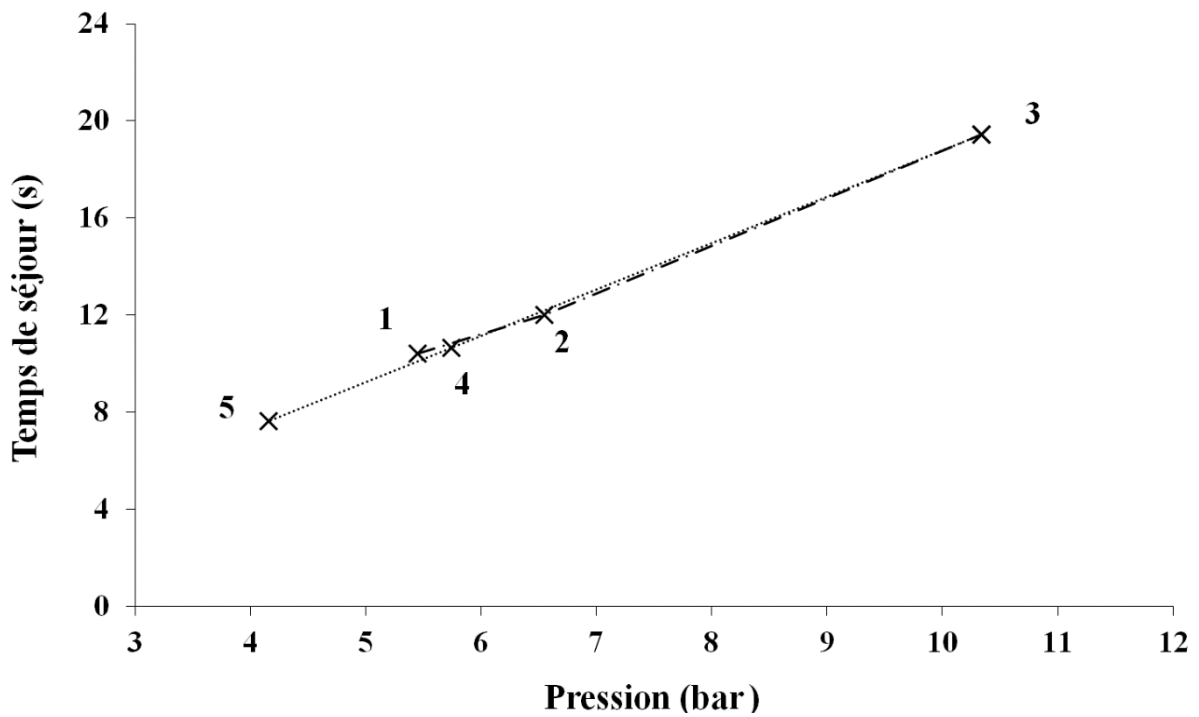


Figure 76. Variation du temps de séjours du carburant dans le canal au cours du test E9 (en fonction de la pression $P_{cr,ent}$ pour les conditions de fonctionnement stationnaire)

4.4 Brève analyse de la formation de dépôts carbonés dans le système de carburant

La stabilité thermique des hydrocarbures utilisés comme carburants dans les domaines aéronautique a fait l'objet de nombreuses études⁴⁹. En effet, même s'ils ne sont pas utilisés pour refroidir le moteur, ils circulent souvent dans des zones chaudes du véhicule où ils peuvent atteindre des températures suffisamment élevées pour en provoquer la pyrolyse (24) (56) (120) (57) (58) (63) (121) (122).

La décomposition thermique de l'éthylène a fait elle aussi l'objet de quelques travaux (68) (69) (67) (123) (124). Vu que la pyrolyse de ce composé (rapport H/C égal à 2) se traduit par la formation de gaz dont le contenu en carbone est plus faible, tels que l'hydrogène, le méthane (rapport H/C égal à 4) et l'éthane (rapport H/C égal à 3), elle entraîne aussi la production d'espèces fortement carbonées, telles que d'autres composés insaturés moins hydrogénés et des composés aromatiques, ces derniers ayant un rapport H/C inférieur à 1 (68) (69) (67).

Ces composés aromatiques forment, à leur tour, des composés connus sous le nom de « hydrocarbures aromatiques polycycliques » (HAP), qui, selon de nombreuses études, sont les intermédiaires par lesquels passe la formation du dépôt carboné (20) (123) (124) (125) (126). En effet, ceux-ci forment des espèces lourdes fortement carbonées au travers l'interaction avec l'acétylène (un précurseur du benzène formé par la décomposition d'un hydrocarbure) et d'autres composés aromatiques ou radicaux.

Ces composés lourds tendent à se trouver à l'état solide même aux conditions élevées de température et pression.

4.4.1 Calcul du taux de cokage pour deux cas de test

Le paramètre utilisé pour caractériser l'activité de cokage d'un hydrocarbure est le taux de cokage (ou taux de formation de coke), indiqué par τ_{coke} . Il est normalement défini comme le rapport entre la quantité de coke accumulée dans le réacteur et le produit de la surface interne de ce réacteur par la durée de l'expérience :

⁴⁹ L'expression stabilité thermique est ici utilisée pour caractériser la tendance d'un hydrocarbure à former, en cas de décomposition thermique, un dépôt carboné. La stabilité thermique d'un hydrocarbure est ainsi s'autant plus grande que sa tendance à former un dépôt de coke en cas de pyrolyse est faible.

$$\tau_{coke} = \frac{m_{coke}}{S_{cr,int} \cdot t_{exp}} \quad 4.7$$

avec m_{coke} masse de coke accumulé dans le canal et t_{exp} durée du test.

Dans le cadre de la présente étude, ce paramètre a été calculé pour deux tests, les essais E4 et E8. En effet, vu que ces expériences avaient été interrompues par le bouchage du canal de refroidissement, à leur issue ce canal a été sorti de la chambre de combustion pour être remplacé avec un nouveau ; ce qui a permis l'estimation de τ_{coke} ⁵⁰. Les valeurs obtenues ont été exprimées en $\mu\text{g.cm}^{-2}.\text{s}^{-1}$, pour permettre une comparaison avec ceux répertoriées dans la littérature⁵¹.

Les figures 77 et 78 présentent la variation du taux de cokage, de la température atteinte par le carburant dans le canal de refroidissement⁵² et du flux thermique échangé entre les gaz brûlés et la paroi interne de la chambre respectivement au cours des tests E4 et E8 (voir annexe A.14) en fonction de la distance (dans la chambre de combustion et le canal).

L'analyse de ces figures indique que les dépôts carbonés ne se forment que là où la température atteinte par le carburant est au-dessus de 750 K et que le taux de cokage atteint sa valeur maximum en bas de la chambre de combustion, là où la température du carburant et les flux thermiques à la paroi sont les plus importants.

Les écarts observés entre ces deux expériences sont liés à l'historique des tubulures qui ont subi plusieurs essais avec des conditions opératoires différentes. Cela a pu créer des conditions locales dans les tubes propres à chaque configuration (activation de la surface catalytique, formation de précurseur).

⁵⁰ Pour ce faire, à l'issue de ces expériences, la surface externe du canal de refroidissement a été lavée en utilisant deux solvants, respectivement le dichlorométhane et l'acétone. Ensuite, le tube a été découpé en douze morceaux, chacun de 3,75 m de longueur. Chaque morceau a enfin fait l'objet d'une pesée, réalisée par une balance d'analyse fabriquée par Kern (type ABJ 220-4NM). La masse de coke accumulé dans chacun de ces morceaux étant toujours de l'ordre de quelques grammes ou de quelques dizaines de grammes, la sensibilité de l'appareil ($\pm 0,1$ mg) s'est révélée adaptée aux besoins de l'expérimentation. Le poids du tube en acier étant connu, cette approche a permis de calculer le poids du dépôt carboné accumulé à l'intérieur et donc le taux de cokage moyen.

⁵¹ Normalement, ce paramètre est exprimé en $\mu\text{g.cm}^{-2}.\text{s}^{-1}$. Cette comparaison n'est pas simple car le taux de cokage varie beaucoup en fonction de paramètres tels que la pression et la température du fluide qui pyrolyse, la densité de flux thermique que celui-ci absorbe, la nature du réacteur, le temps de séjour, les caractéristiques de l'écoulement, l'éventuelle présence d'impuretés (5) (25). De nombreux travaux (14) (24) (27) (28) (29) (30) montrent que ce paramètre peut, selon les conditions de l'étude, varier de plusieurs ordres de grandeur. Particulièrement intéressant l'étude réalisée par Gascoin et al. (14) avec du n-dodécane dans des réacteurs tubulaires en acier inoxydable de plusieurs diamètres pour des temps de séjour compris entre quelques secondes et quelques minutes, des taux de cokage compris dans la plage de $0,01 \mu\text{g.cm}^{-2}.\text{s}^{-1}$ et $10 \mu\text{g.cm}^{-2}.\text{s}^{-1}$ ont été trouvés

⁵² Ces valeurs de température ont été calculées à l'aide du logiciel CHEMKIN-PRO (cf. 5.3.2) pour une meilleure interprétation des données expérimentales de taux de cokage.

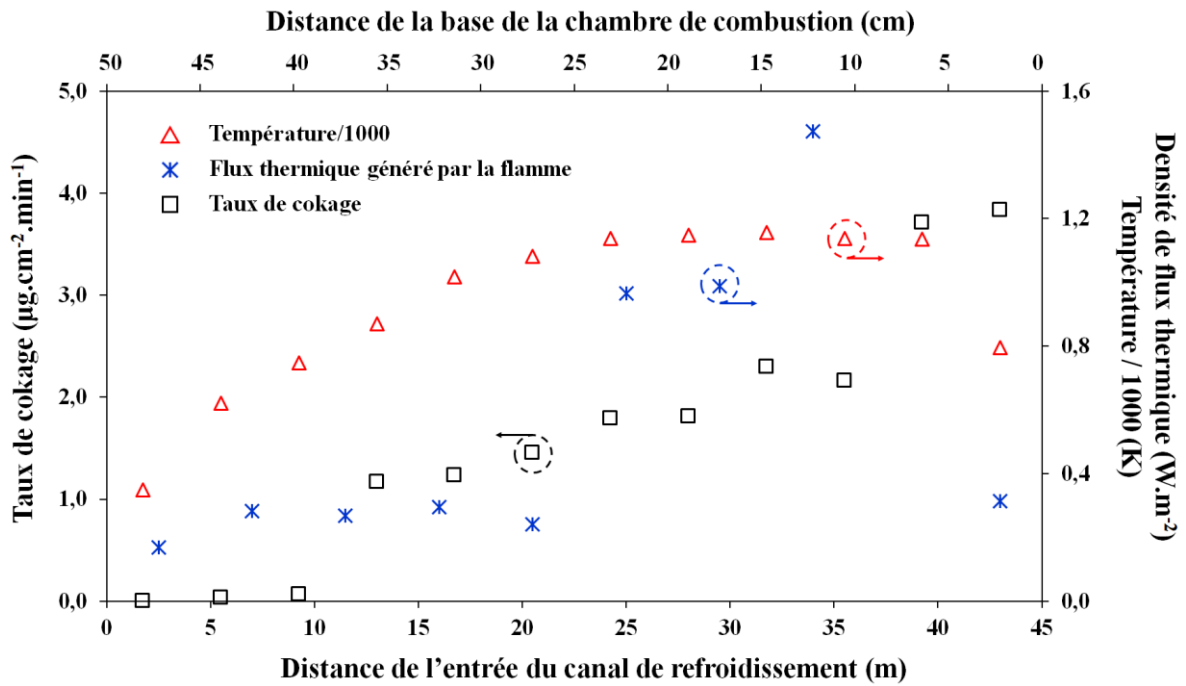


Figure 77. Comparaison entre le taux de cokage moyen, la température atteinte par le fluide refroidisseur et le flux thermique échangé entre les gaz brûlés et la paroi interne de la chambre de combustion au cours du test E4 ($\phi=1,5$) en fonction de la distance dans la chambre de combustion et le canal

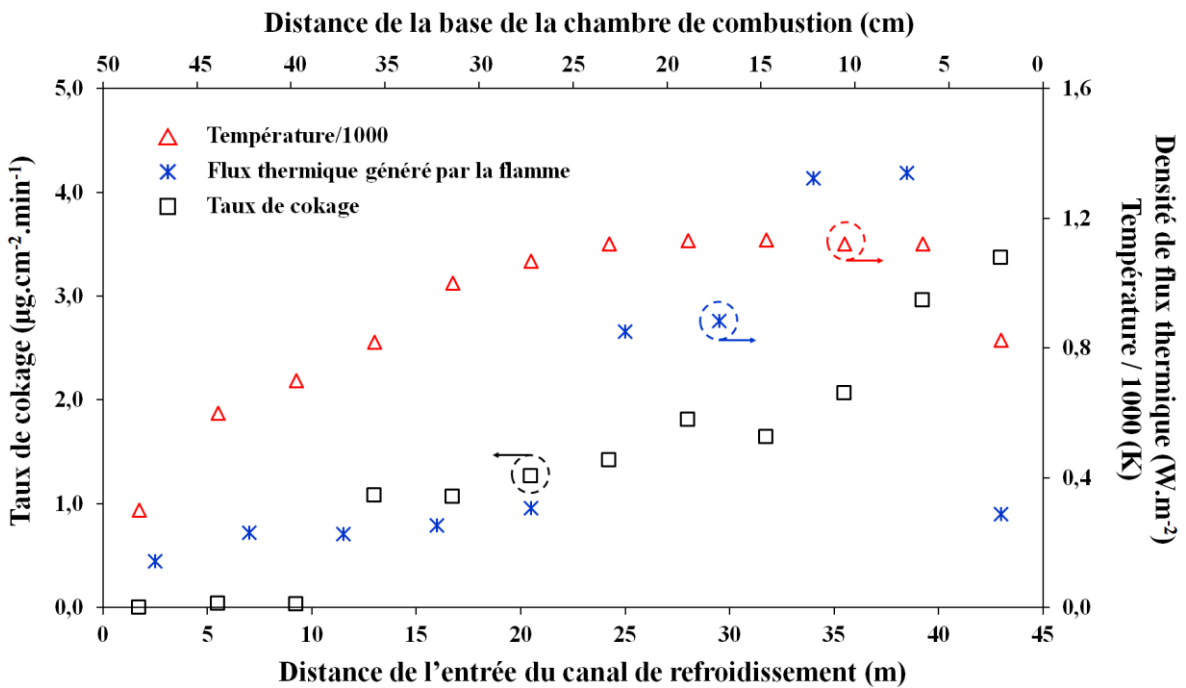


Figure 78. Comparaison entre le taux de cokage moyen, la température atteinte par le fluide refroidisseur et le flux thermique échangé entre les gaz brûlés et la paroi interne de la chambre de combustion au cours du test E8 ($\phi=1,5$) en fonction de la distance dans la chambre de combustion et le canal

Enfin, il convient de remarquer que le taux de formation du dépôt carboné ici calculé est une valeur moyenne sur l'essai entre des valeurs basses (pas de pyrolyse en début d'essai) et haute (forte température à certains moments des expériences).

4.4.2 Détection de la formation de dépôts carbonés dans le canal

La figure 79 présente le relevé de la perte de charge (indiquée par ΔP) subie par le fluide dans le canal pour le test E8.

Trois augmentations brutales de la perte de charge, indiquées respectivement par ΔP_1 , ΔP_2 et ΔP_3 , sont dues aux modifications de débit d'éthylène. Deux hausses, indiquées respectivement par ΔP_{b1} et ΔP_{b2} , moins rapides que les précédentes, se produisent par accumulation dans le canal d'un dépôt carboné qui réduit progressivement la section de passage du fluide.

A débit constant, l'accumulation de coke dans le canal se traduit par une hausse de la chute de pression⁵³.

Il a été observé dans la chapitre précédent (cf. 3.10) que l'effet d'isolation thermique du dépôt pourrait influencer les mesures de température. En effet, l'analyse du relevé de la température $T_{cr,sor}$ montre que l'activité de cokage réduit d'abord la température du carburant mesuré à la sortie du canal de refroidissement⁵⁴ (voir figure 80 à partir de 238 min jusqu'à 262 min).

Néanmoins, le relevé thermique ne permet pas clairement de suivre la dynamique brutale du cokage contrairement aux paramètres hydrauliques comme la pression ou le débit (vers 340 min).

⁵³ Quelques minutes avant que le test ne soit interrompu, une montée rapide de la pression du fluide, indiquée par ΔP_{b3} , est provoquée par la formation d'un bouchon de coke localisé

⁵⁴ Ainsi qu'il a été déjà observé précédemment (cf. 3.11), cette réduction de la température mesurée par le thermocouple TC_{cr} (voir figure 10, cf. 2.3.1.1) peut s'expliquer de la manière suivante : le thermocouple placé dans l'écoulement représente un point d'arrêt sur lequel le dépôt carboné formé par la décomposition du carburant peut s'accumuler. Vu que ce dépôt se comporte comme un isolant, car la conductivité thermique du coke est très faible, sa formation se traduit par une baisse de la température mesurée.

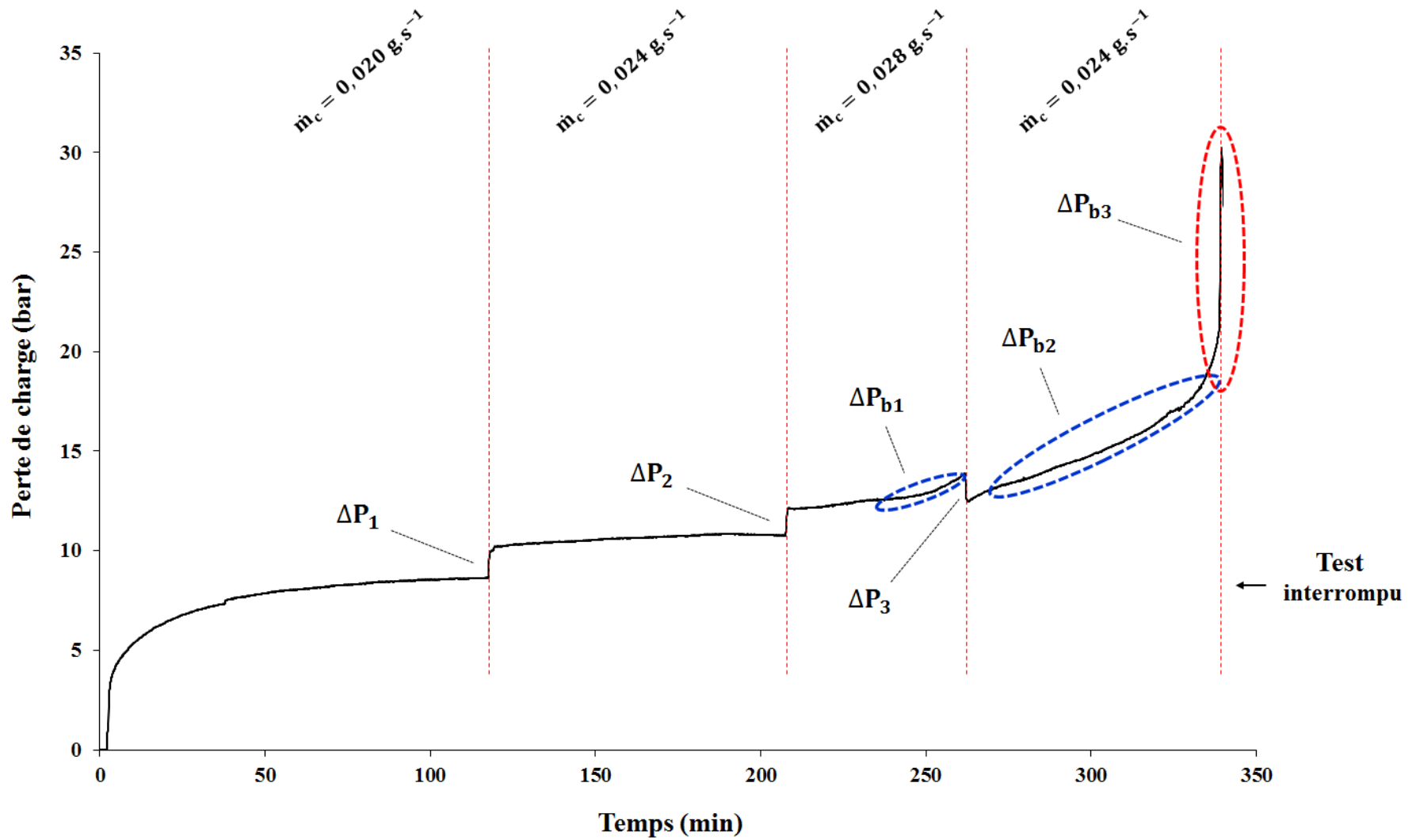


Figure 79. Relevé de la perte de charge subie par le fluide refroidisseur dans le canal de refroidissement en fonction du temps pour le test E8 ($\varphi=1,5$)

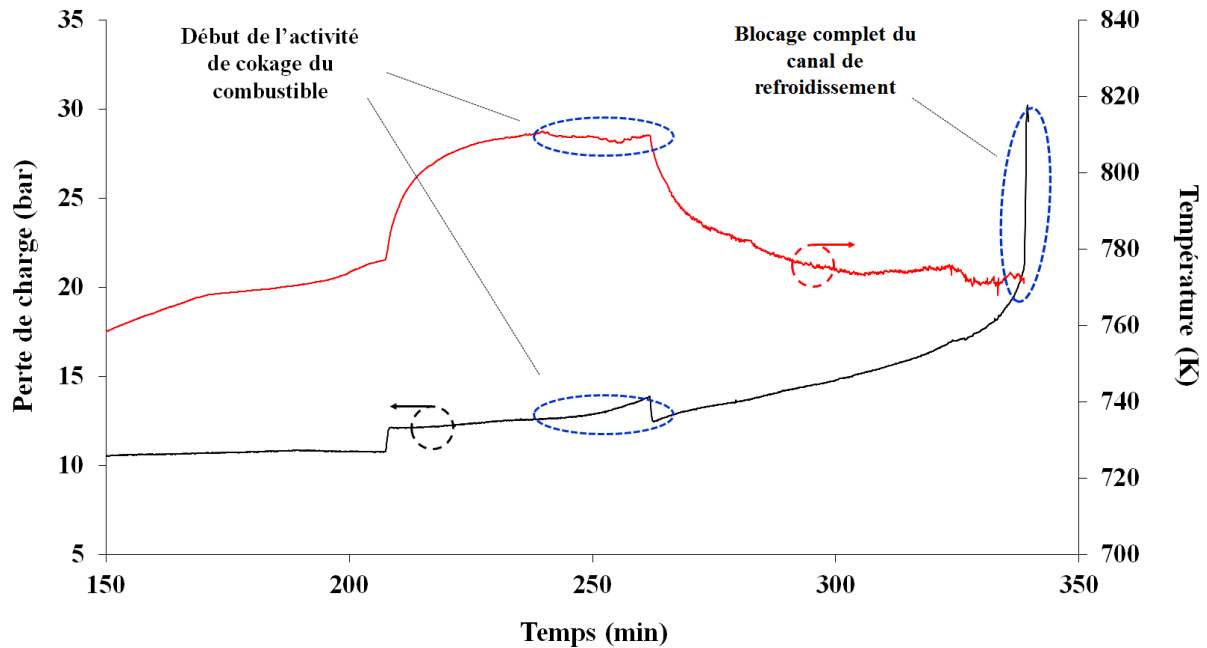


Figure 80. Comparaison entre les relevés de la chute de pression du fluide et de la température de celui-ci mesurée à la sortie du canal de refroidissement en fonction du temps pour les derniers 180 minutes du test E8 ($\phi=1,5$)

4.5 Conclusion de l'étude expérimentale

Après une première série d'essais préliminaires, qui ont permis de vérifier la répétabilité des expériences, une étude expérimentale paramétrique a été conduite afin de comprendre le comportement dynamique d'un moteur refroidi par un endocarburant. Le paramètre principal de commande, le débit de combustible alimentant le moteur \dot{m}_c , a été étudié.

Pour la réalisation des tests, trois valeurs de la richesse de la combustion ϕ ont été choisies, respectivement 1,0, 1,25 et 1,50. Cela a permis de passer d'une combustion stœchiométrique à une combustion riche.

L'effet d'une variation brutale de la pression du carburant, qui pourrait se produire sur le moteur de référence en cas d'évènements exceptionnels tel que le bouchage des canaux de refroidissement ou le désamorçage du col sonique qui contrôle le débit, a été lui aussi étudié.

Cette étude expérimentale a permis d'obtenir les résultats suivants :

- L'effet du paramètre de commande \dot{m}_c sur l'échauffement subi par le carburant dans le canal de refroidissement a été déterminé. Il a été observé que, quelle que soit la richesse, une augmentation de ce paramètre se traduit par une augmentation de la température que ce carburant atteint. Ce comportement inattendu s'explique par la dualité fonctionnelle du

carburant, en même temps combustible et fluide refroidisseur. Il permet d'affirmer que la chambre de combustion présente une sensibilité au débit de combustible plus importante que le canal et donc pilote préférentiellement le couplage combustion – pyrolyse ;

- Les flux thermiques sensible et chimique évacués par le carburant sont, en général, d'autant plus importants que le flux thermique mise en jeu par la combustion est grand. Ce résultat revêt une importance majeure, car il indique que la capacité du circuit régénératif à évacuer le flux thermique mise en jeu par la combustion est d'autant plus grande que ce flux est important ;

- Les temps caractéristiques des échanges thermique entre la chambre de combustion et le canal de refroidissement ont été estimés. Il a été observé que ces temps sont du même ordre de grandeur que le temps nécessaire pour un renouvellement du fluide circulant dans ce canal. Il a été aussi observé qu'ils sont, en cas d'augmentation du débit de combustible, environ 30 % à 40 % plus faibles qu'en cas de diminution de ce débit. Il existe donc une notion de retard différenciée selon le point de fonctionnement et la variation du paramètre de commande ;

- Les temps de stabilisation des échanges thermiques entre la chambre et le canal sont d'environ d'un ordre de grandeur plus importants que ceux des échanges de quantité de mouvement. Cela indique que l'hydraulique du canal est faiblement impacté par la thermique et, en conséquence, par la cinétique chimique de la pyrolyse du carburant qui dépend, elle, au premier ordre de la température ;

- Il a été montré que la résistance thermique externe (les échanges de chaleur entre la flamme et le canal) est prépondérante par rapport à celle interne (les échanges de chaleur entre le canal et le carburant) et à celle de la paroi (conduction dans l'épaisseur du canal). Ce résultat est important car il permet de localiser les zones clés dans l'étude du système couplé ;

- Le transfert de chaleur entre les gaz de combustion et le carburant est d'autant plus efficace que la richesse ϕ est grande. Cela s'explique par la formation en conditions riches de suies qui accroissent la capacité rayonnante de la flamme ;

- La réponse du système vis-à-vis d'une variation du débit de combustible est d'autant plus rapide que la combustion est riche. Le transfert thermique entre les gaz de combustion et la surface externe du canal étant l'étape limitante des échanges de chaleur, la réponse de la chambre vis-à-vis d'une variation de \dot{m}_c est d'autant plus nette que le flux est important ;

- La performance d'échange thermique du circuit régénératif en tant qu'échangeur de chaleur en contre-courant a été calculée. Un optimum de fonctionnement a été déterminé ;
- Un effet d'hystérésis thermique a été observé. Un même point de fonctionnement en termes de \dot{m}_c et ϕ peut donc se traduire par des états en régime stationnaire légèrement différents les uns des autres. Cette observation a confirmé les résultats d'autres travaux sur le refroidissement régénératif par endocarburant ;
- Même si cet effet d'hystérésis rend difficile de prédire l'effet d'une variation du débit de combustible sur des paramètres de sortie pertinents, des relations semi-empiriques entre ce paramètre de commande et certains de ces paramètres de sortie ont été développés ;
- Il a été observé que les effets des variations brutales de la pression sur l'échauffement du carburant dans le canal sont très faibles ;
- La formation d'un dépôt carboné dans le canal de refroidissement a été détectée. Ce dépôt, qui apparaît pour des températures supérieures à 750 - 800 K, peut, sous certaines conditions, provoquer le blocage de ce canal.

L'étude expérimentale étant terminée, les étapes suivantes peuvent déjà être indiquées :

- L'effet de la variation du débit d'éthylène devrait être étudié sur une plage de valeurs plus étendue que celle qui a été, en raison de contraintes techniques, ici considérée (0,020 à 0,028 g.s⁻¹). Cela apparaît d'autant plus important que, ainsi que la présente étude l'a montré, la relation entre ce paramètre et certains des paramètres de sortie analysés (flux thermiques sensible et endothermique absorbés par le carburant, efficacité η , etc.) n'est pas linéaire ;
- Il serait intéressant de réaliser des expériences en utilisant un hydrocarbure gazeux se caractérisant par une enthalpie de décomposition plus grande que l'éthylène, par exemple le méthane ou l'éthane. Cela permettrait de mieux apprécier l'impact de cette décomposition sur les phénomènes étudiés de la pyrolyse du carburant ;
- Il serait également intéressant de conduire des expériences avec un combustible liquide ; ce qui permettrait de vérifier comment l'utilisation d'un carburant plus proche de ceux utilisés dans l'aéronautique pourrait influencer le comportement du circuit régénératif ;

- L'analyse des échantillons liquides formés par la pyrolyse du carburant et récupérés au cours des tests doit toujours être faite. Ces analyses permettraient de caractériser les produits de la pyrolyse de l'éthylène de manière rigoureuse ;
- Les dépôts de coke récupérés à l'issue des expériences E4 et E8 dans le canal de refroidissement doivent eux aussi être encore analysé ;
- Les effets de variations brusques de la pression sur le système devraient mieux être étudiés. Pour ce faire, la réalisation d'autres expériences au cours desquelles ce paramètre est varié de manière brutale apparaît nécessaire.

Enfin, malgré les hypothèses simplificatrices qui ont été faites afin de calculer certains des paramètres de sortie principaux (flux thermiques, taux de cokage, etc.) ou d'estimer certaines grandeurs dont l'évaluation était nécessaire pour faire le calcul de ces paramètres-ci (composition et vitesse des gaz brûlés, contenu en suie en fonction de la richesse, etc.), les observations et les conclusions formulées à l'issue de cette étude restent valables et fiables.

Néanmoins, pour améliorer la compréhension des résultats des expériences réalisées, des simulations numériques cinétiques sur la décomposition du carburant dans le canal de refroidissement au cours de trois tests (les essais E2, E3 et E4) ont été réalisés en parallèle de l'étude expérimentale. Ces calculs, menés à l'aide du logiciel CHEMKIN-PRO, sont détaillés dans le chapitre 5.

5 Modélisation cinétique de la pyrolyse du combustible dans le canal de refroidissement

5.1 Objectif de l'étude numérique

L'analyse et la compréhension des résultats de l'étude expérimentale nécessitent la connaissance de paramètres, tels que le taux de décomposition et le temps de séjour du carburant dans le canal de refroidissement, dont le calcul ne peut se faire qu'à l'aide de la simulation numérique. Afin de calculer ces paramètres, des simulations numériques cinétiques sur la décomposition du carburant utilisé pour les tests dans ce canal ont été réalisés en parallèle de l'étude expérimentale.

Ce travail de modélisation réalisé à l'aide du logiciel CHEMKIN-PRO a d'une part, amélioré la compréhension des résultats des expériences et, d'autre part, permis de confirmer des hypothèses formulées après l'analyse de celles-ci. Ainsi ont été estimés :

- Le taux de conversion de l'éthylène le long du canal de refroidissement ;
- Les espèces majoritaires formées par la pyrolyse du carburant et leurs concentrations ;
- Le temps de séjour du carburant selon la configuration d'étude ;
- Le nombre de Reynolds de l'écoulement de ce fluide.

L'effet - sur ces mêmes paramètres - de la pression et du débit de carburant a également été évalué de 1 bar à 50 bar.

Enfin, une autre étude cinétique paramétrique a été réalisée sur la décomposition du n-dodécane à titre de comparaison. Ce travail, présenté en annexe A.16, a été conduit à titre exploratoire en cas d'utilisation ultérieure d'un combustible liquide, le kérosène. En effet, les résultats ont permis d'obtenir des informations qui permettront d'adapter le banc de test à ce carburant.

5.2 Cadre de la modélisation cinétique : le logiciel CHEMKIN-PRO

5.2.1 Introduction

Un schéma qui montre le mode de fonctionnement de l'ensemble CHEMKIN est présenté dans la figure 81 ci-dessous.

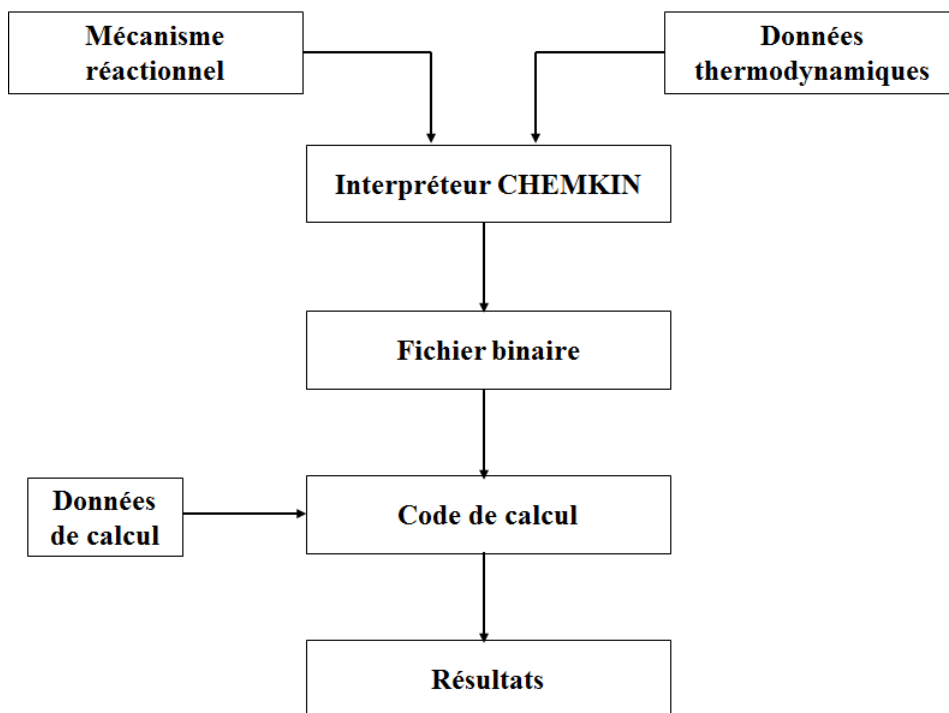


Figure 81. Schéma de principe montrant le fonctionnement de CHEMKIN

Le logiciel CHEMKIN, développé par Kee et al. (127) au sein de Sandia National Laboratories est un interpréteur capable de déchiffrer un mécanisme réactionnel que l'utilisateur lui fournit sous forme d'un fichier texte. Ce fichier se constitue de deux parties, dont l'une contient des informations concernant les espèces chimiques mises en jeu par le mécanisme, les réactions dont celui-ci se constitue et les paramètres permettant de calculer les vitesses de ces réactions, et l'autre présente des données thermodynamiques concernant les espèces impliquées. CHEMKIN lit ce fichier, vérifie qu'aucune information ne manque et retranscrit son contenu en créant un fichier binaire.

L'environnement CHEMKIN propose plusieurs « codes de calcul » qui utilisent le fichier généré par l'interpréteur et qui sont capables d'exploiter ce fichier pour modéliser de nombreuses configurations réactionnelles. Ces codes de calcul produisent à leur tour des fichiers de sortie avec les résultats de la modélisation.

Par exemple, un code zéro-dimensionnel tel que SENKIN, qui permet de modéliser un réacteur fermé parfaitement mélangé, produira un fichier de texte contenant, selon les options de calcul choisies, la variation en fonction du temps des fractions molaires des espèces réactives, des vitesses de consommation/formation des réactifs/produits, de la pression, de la température (128).

5.2.2 Le mécanisme cinétique

Le mécanisme cinétique utilisé pour modéliser la décomposition de l'éthylène et celle du n-dodécane a été créé par le laboratoire DCPR de Nancy (128).

Ce mécanisme a été conçu afin de permettre de simuler la pyrolyse du n-dodécane dans la plage de température de 400 à 1500 K. Il considère 153 espèces moléculaires, 118 espèces radicalaires et 1185 réactions chimiques. Le fichier qui le contient se constitue de trois parties, dont une qui liste les espèces impliquées, une qui contient les données thermodynamiques nécessaires pour faire les calculs et une qui contient les réactions chimiques.

Bien que le schéma réactionnel ne soit pas spécifiquement dédié à la décomposition thermique de l'éthylène, il permet d'en rendre compte en raison du mécanisme cinétique très développé. Ce dernier a été utilisé pour prendre en compte non seulement la dégradation du dodécane (schéma primaire) mais aussi celle des sous-produits de sa décomposition, puisque son développement visait la prédiction de la formation d'un dépôt carboné, qui dépend fortement des sous-produits de la pyrolyse cet hydrocarbure, comme l'éthylène.

La cinétique des réactions chimiques, toutes élémentaires, est régie par la loi d'Arrhenius. En conséquence, la constante de vitesse a la forme suivante :

$$k = k_0 \cdot T^n \cdot \exp\left(-\frac{E}{RT}\right) \quad 5.1$$

Dans l'équation ci-dessus apparaissent trois paramètres, indiqués par k_0 , n et E , qui représentent respectivement un coefficient pré-exponentiel, un coefficient qui permet d'exprimer la variation de ce coefficient pré-exponentiel en fonction de la température et l'énergie d'activation.

Les données thermodynamiques sont présentées par des équations donnant pour chaque espèce moléculaire la variation respectivement de la capacité thermique molaire, de l'enthalpie de formation standard et de l'entropie de formation standard en fonction de la température. Ces équations sont fournies pour chacune de ces propriétés sous forme de polynômes, normalement dans deux domaines de températures distincts.

5.2.3 Le choix du code de calcul : le code PFR

Le réacteur ouvert en écoulement piston (en anglais Plug Flow Reactor, d'où PFR) est un modèle permettant de simuler un écoulement réactif dans un réacteur tubulaire

unidimensionnel. Il est caractérisé par son temps de passage τ , défini comme le rapport entre son volume et le débit volumique alimenté à son entrée. Ce modèle repose sur les hypothèses suivantes :

- L'écoulement du fluide a lieu en conditions hydrodynamiques idéalisées⁵⁵ ;
- Le profil de vitesse de l'écoulement du fluide dans le réacteur est à piston (profil plat) ;
- Les propriétés physiques et chimiques du mélange réactionnel sont uniformes sur toute section normale à la direction de l'écoulement du fluide. En conséquence, en conditions stationnaires la température, la pression et les concentrations de réactifs et produits ne varient qu'en fonction de la direction de cet écoulement et peuvent donc être exprimées en fonction d'un seul paramètre d'espace ;
- Tout phénomène de transport de matière par diffusion moléculaire en direction axiale peut être négligé.

Le paramètre qui permet de vérifier si ce modèle convient afin de modéliser un écoulement réactif dans un réacteur tubulaire est le coefficient de dispersion axiale, défini de la manière suivante (129) (130) (131) :

$$C_D = \frac{D}{vL} = \frac{D}{v} \cdot \frac{d}{L} \quad 5.2$$

Dans cette équation-ci, D représente la dispersion axiale de l'écoulement⁵⁶, v la vitesse axiale, d et L respectivement le diamètre interne et la longueur du réacteur. Selon la valeur acquise par ce coefficient, trois cas peuvent être distingués (130) :

- Le coefficient C_D est inférieur à $1,0 \cdot 10^{-2}$: le modèle PFR permet de modéliser convenablement le réacteur tubulaire ;

⁵⁵ Cette hypothèse implique d'une part, l'absence de pertes de charge et d'autre part, que l'écoulement du fluide ne se superpose pas aux réactions chimiques, qui se poursuivent indépendamment de celui-ci. Normalement, le calcul de l'avancement d'une ou plusieurs réactions chimiques qui ont lieu dans un réacteur quel qu'il soit nécessiterait l'écriture et la résolution d'équations bilan de matière, d'énergie et de quantité de mouvement. Néanmoins, au vu de l'hypothèse de conditions hydrodynamiques idéalisées, l'étude de ce réacteur peut se faire sans faire appel au bilan de quantité de mouvement.

⁵⁶ Le coefficient de dispersion axiale D est un coefficient phénoménologique qui dépend à la fois du fluide, du régime d'écoulement et de la structure géométrique du réacteur. Il permet de tenir compte des écarts de l'écoulement du fluide par rapport à un écoulement piston, du au rétro - mélange en direction axiale qui caractérise un écoulement turbulent.

- Le coefficient C_D est comprise entre $1,0 \cdot 10^{-2}$ et $2,0 \cdot 10^{-2}$: le modèle PFR permet de modéliser convenablement le réacteur tubulaire, sous la condition d'utiliser un facteur de correction ;
- Le coefficient C_D est supérieur à $2,0 \cdot 10^{-2}$: il ne convient pas d'utiliser le modèle PFR pour modéliser le réacteur tubulaire.

L'estimation de ce paramètre, qui est fonction tant des conditions d'écoulement du fluide que des propriétés physiques et chimique de celui-ci, passe par celle du rapport entre la dispersion axiale D et le produit de la vitesse de l'écoulement v et du diamètre interne du réacteur d , D/vd . Ce rapport peut être obtenu par des relations empiriques ou par des abaques que l'on peut facilement obtenir dans la littérature (130) (132) (133) (134).

Ce paramètre a été ici estimé en utilisant un graphe proposé par Levenspiel (130) (134) car celui-ci a été obtenu en étudiant l'écoulement dans des tubes de section circulaire d'hydrocarbures liquides et gazeux ayant des propriétés physiques voisines de celles de l'éthylène et du n-dodécane. Ce graphe, présenté en annexe A.17, permet d'estimer ce coefficient de dispersion axiale en fonction du nombre de Reynolds et du nombre de Schmidt de l'écoulement du fluide⁵⁷.

L'estimation de ces deux nombres adimensionnels s'avère difficile car l'état du fluide dans le canal de refroidissement (composition, température, pression) n'est pas connu. Pour l'éthylène, ceux nombres ont été évalués en utilisant les résultats des calculs cinétiques réalisés à l'aide du logiciel commercial Cantera en début de thèse (cf. 2.3.1.2). Ces estimations ont ensuite permis de déterminer, à l'aide du graphe proposé par Levenspiel, des valeurs du rapport D/vd comprises, selon les conditions de pression et de température, entre environ 0,2 et environ 30.

Or, vu que le rapport entre le diamètre interne du tube et la longueur de celui-ci est égal à $2,8 \cdot 10^{-4}$, selon les conditions de pression et de température le coefficient de dispersion axiale qui en résulte est compris entre $5,6 \cdot 10^{-5}$ et $8,4 \cdot 10^{-3}$. L'utilisation du code PFR apparaît donc justifiée.

⁵⁷ Le nombre de Schmidt, indiqué par Sc , est défini de la façon suivante :

$$\frac{\rho}{\mu \mathcal{D}}$$

avec ρ et μ respectivement masse volumique et viscosité du fluide et \mathcal{D} diffusivité massique de l'hydrocarbure dans celui-ci.

Pour le dodécane, l'utilisation des relations empiriques proposées par Levenspiel montre une variation importante du rapport D/ud dans le canal de refroidissement, notamment en raison du passage de celui-ci par vaporisation de la phase liquide à celle gazeuse. Celle-ci entraîne des variations très grandes des nombres de Re et Sc caractérisant l'écoulement du fluide. Elles se traduisent par une variation du rapport D/ud le long du canal de deux à trois ordre de grandeur.

Néanmoins, vu que la pyrolyse de ce combustible ne se produit que pour des températures pour lesquelles cette vaporisation a déjà eu lieu et que celle-ci se vérifie quelques mètres après l'entrée du fluide dans ce canal, il est justifié d'estimer ce rapport en supposant cet hydrocarbure en phase gazeuse⁵⁸.

Cette approche se traduit par des valeurs de D/vd très proches de celles obtenues pour l'éthylène, comprises entre environ 0,7 et environ 20, et donc par un coefficient de dispersion axiale compris entre environ $1,6 \cdot 10^{-5}$ et environ $5,6 \cdot 10^{-3}$. L'utilisation du code PFR pour la modélisation cinétique de la pyrolyse du dodécane apparaît alors elle aussi acceptable.

5.2.4 La configuration réactionnelle

La configuration réactionnelle utilisée pour la réalisation de tous les calculs cinétiques est représentée dans la figure 82. Cette configuration est constituée de dix réacteurs de type PFR enchaînés (chacun ayant un diamètre interne de 1,3 mm, un diamètre externe de 3,2 mm et une longueur de 4,5 m) ; ce qui est équivalent à un réacteur de type PFR unique de longueur 45 m (130) mais en présentant l'avantage de mieux converger numériquement.

Dans la suite de ce chapitre, pour faciliter la compréhension du texte, ces PFR sont numérotés de 1 à 10.

La totalité des calculs cinétiques réalisés dans le cadre de la présente étude ont été faits en régime stationnaire. Outre les données concernant la géométrie de calcul, chaque simulation a été conduite en indiquant le débit massique d'alimentation en combustible, la pression et la température de celui-ci à l'entrée du PFR 1.

⁵⁸ Il est important de remarquer que, selon les conditions présentes dans le canal, le dodécane pourrait même être à l'état supercritique.

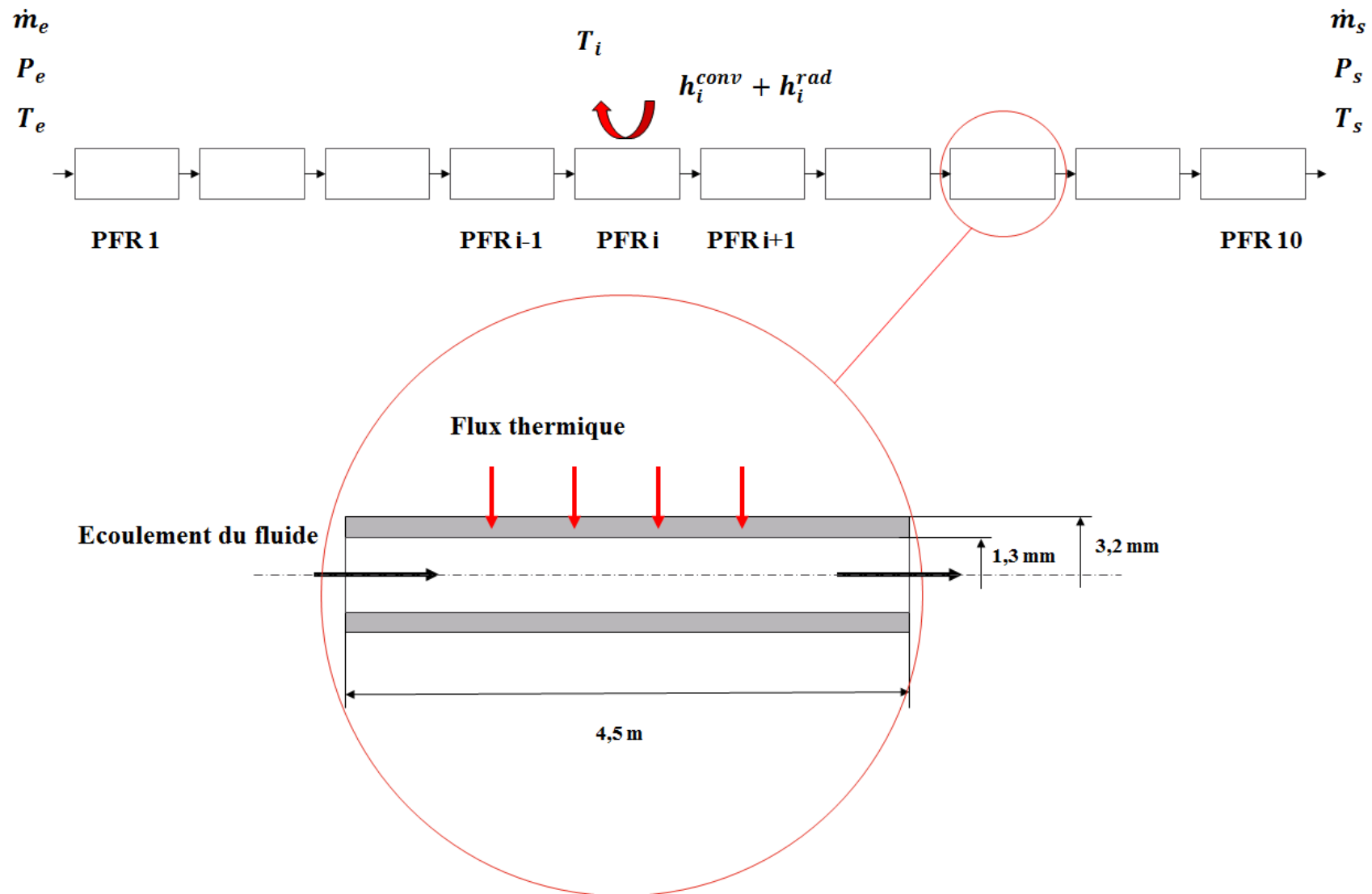


Figure 82. Configuration réactionnelle utilisée pour la réalisation des calculs cinétiques réalisés avec CHEMKIN

Alors que la température du fluide varie, suite à l'échange thermique entre celui-ci et les parois des dix réacteurs enchainés, au fur et à mesure que ce fluide traverse ceux-ci, la pression se maintient, elle, toujours égale à celle définie à l'entrée du premier PFR (les pertes de charges sont négligées). Pour modéliser les configurations expérimentales (tests E2, E3 et E4, voir paragraphe 5.3), la valeur empirique a été moyennée le long du canal (entre entrée et sortie) pour être utilisée numériquement.

Les échanges thermiques entre les gaz brûlés et le canal de refroidissement ont été modélisés en définissant les paramètres listés ci-après pour chacun des dix réacteurs enchainés :

- La température des gaz de combustion à proximité de la paroi du réacteur ;
- Un coefficient d'échange thermique convectif afin de tenir compte du transfert de chaleur par convection entre les gaz de combustion et la paroi du réacteur ;
- Un coefficient d'échange thermique radiatif afin de tenir compte du transfert de chaleur par rayonnement entre les gaz de combustion et la paroi du réacteur ;
- La capacité thermique de la paroi du réacteur, afin de tenir compte de l'inertie thermique de celle-ci.

Les flux de chaleurs échangés entre le fluide et les gaz de combustion sont supposées unidimensionnels et toujours orthogonaux à la direction d'écoulement du fluide (voir figure 82).

5.3 Caractérisation numérique de trois configurations d'essai

Les calculs numériques ont été réalisés afin de caractériser trois expériences, respectivement E2, E3 et E4.

Les pressions et les températures du fluide à l'entrée du PFR 1 pour les configurations d'étude (conditions de fonctionnement stationnaires 1 à 5, 1 à 3 pour le test E4) sont données dans le tableau 24.

Test	T _{e 1} (K)	T _{e 2} (K)	T _{e 3} (K)	T _{e 4} (K)	T _{e 5} (K)	P _{e 1} (bar)	P _{e 2} (bar)	P _{e 3} (bar)	P _{e 4} (bar)	P _{e 5} (bar)
E2	287,8	290,8	291,5	292,6	292,6	2,68	3,21	3,81	3,19	2,79
E3	295,9	298,6	299,4	300,5	300,9	1,96	2,22	2,49	2,29	2,01
E4	295,2	298,1	299,3	-	-	4,95	5,41	6,89	-	-

Tableau 24. Pressions et températures du fluide à l'entrée du PFR 1 définies pour les configurations simulées

5.3.1 Résultats de la simulation cinétique des expériences E2, E3 et E4

5.3.1.1 Effet de la température, de la pression et du temps de séjour sur la conversion du combustible

Les figures 83, 84 et 85 mettent en comparaison, pour les trois expériences E2 ($\varphi=1.0$), E3 ($\varphi=1.25$) et E4 ($\varphi=1.5$), pour les conditions de fonctionnement stationnaire 1 à 3, la variation du taux de pyrolyse (ou de décomposition) du combustible dans le canal de refroidissement en fonction de la distance de l'entrée de celui-ci⁵⁹.

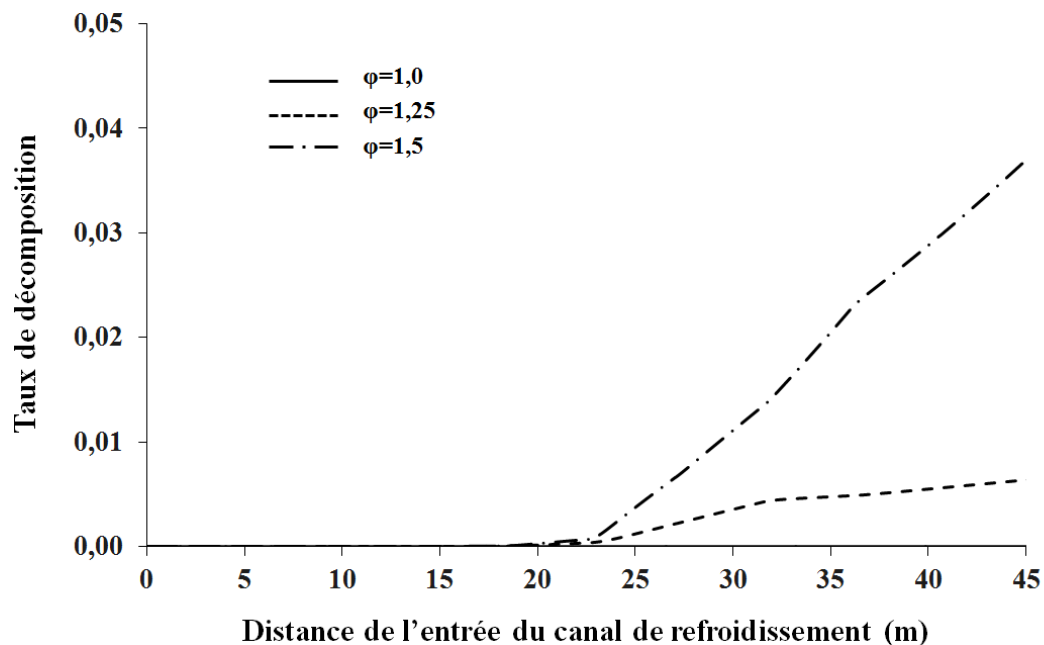


Figure 83. Variation du taux de décomposition de l'éthylène pour les tests E2 ($\varphi=1.0$), E3 ($\varphi=1.25$) et E4 ($\varphi=1.5$) en fonction de la distance de l'entrée pour la condition de fonctionnement stationnaire 1 ($\dot{m}_c = 0,020 \text{ g.s}^{-1}$)

⁵⁹ Ce paramètre est défini comme le rapport entre le débit massique de carburant décomposé et celui de carburant alimenté.

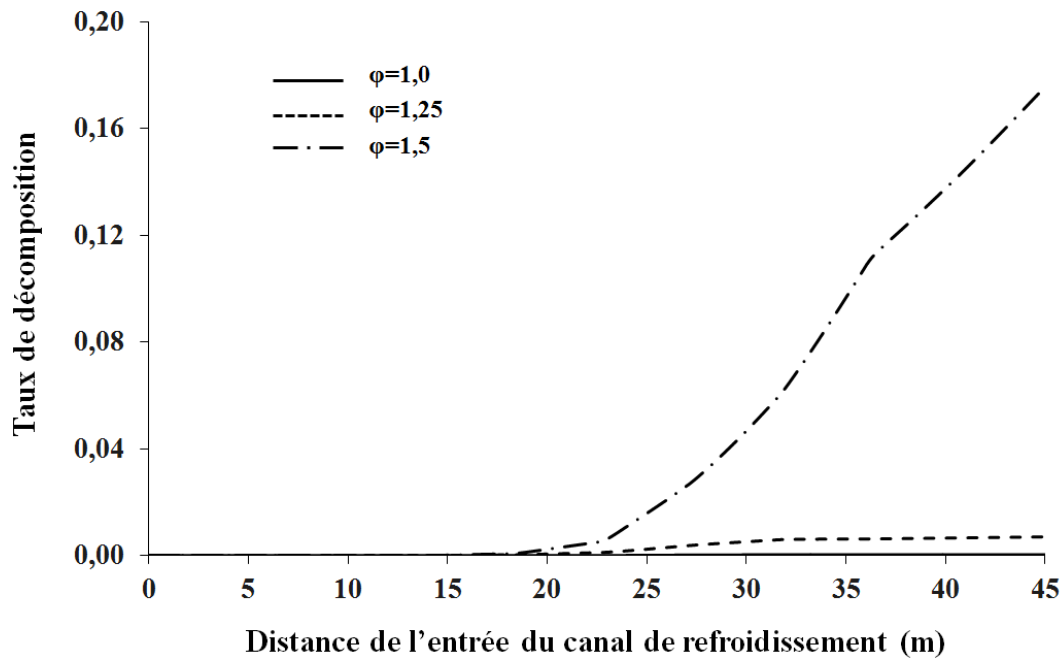


Figure 84. Variation du taux de décomposition de l'éthylène pour les tests E2 ($\varphi=1.0$), E3 ($\varphi=1.25$) et E4 ($\varphi=1.5$) en fonction de la distance de l'entrée pour la condition de fonctionnement stationnaire 2 ($\dot{m}_c = 0,024 \text{ g}\cdot\text{s}^{-1}$)

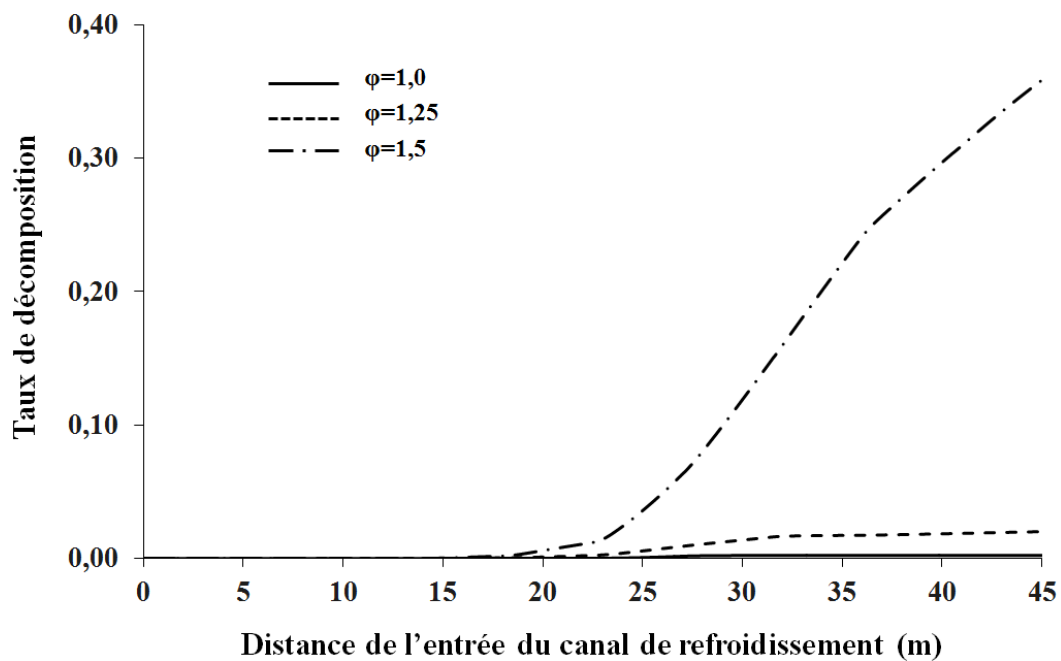


Figure 85. Variation du taux de décomposition de l'éthylène pour les tests E2 ($\varphi=1.0$), E3 ($\varphi=1.25$) et E4 ($\varphi=1.5$) en fonction de la distance de l'entrée pour la condition de fonctionnement stationnaire 3 ($\dot{m}_c = 0,028 \text{ g}\cdot\text{s}^{-1}$)

L'analyse des courbes présentées dans les figures 83 à 85 montre le taux de pyrolyse τ_p atteint ses valeurs maximum pour le test E4, alors que la décomposition du carburant apparaît beaucoup moins avancée pour les tests E2 et E3 (voir tableau 25 ci-dessous).

Test	φ	$\tau_p _1$	$\tau_p _2$	$\tau_p _3$	$\tau_p _4$	$\tau_p _5$
2	1,0	0,01 %	0,03 %	0,24 %	0,05 %	0,01 %
3	1,25	0,65 %	0,72 %	2,06 %	1,43 %	0,48 %
4	1,5	3,72 %	17,6 %	36,1 %	-	-

Tableau 25. Taux de décomposition du carburant à la sortie du canal de refroidissement pour les conditions de fonctionnement stationnaire 1 à 5 pour les tests E2 ($\varphi=1,0$) et E3 ($\varphi=1,25$), 1 à 3 pour le test E4 ($\varphi=1,5$)

Les différents niveaux de décomposition du carburant observés s'expliquent en premier lieu par la température atteinte par ce fluide. L'éthylène étant, en-dessous de 750 K, thermodynamiquement stable comme les autres hydrocarbures⁶⁰, sa décomposition est forte à 950 - 1000 K et au-delà.

Les figures 86, 87 et 88 présentent le profil de la température atteinte par le fluide en traversant le canal de refroidissement pour les conditions de fonctionnement stationnaire 1 à 3. Les différences entre les températures maximum atteintes par le carburant s'expliquent surtout par le fait que la densité de flux thermique échangée entre les gaz brûlés et le fluide refroidisseur est en général plus importante pour le test E4 que pour les tests E2 et E3 (cf. 4.3.2.3.1).

Par ailleurs en comparant les tests E3 et E4, il est possible de noter qu'une faible évolution de température peut générer un fort écart de décomposition en raison du phénomène « raide » des équations cinétiques (Arrhenius).

Pour expliquer les différents taux de conversion d'éthylène observés pour ces tests, il est nécessaire de considérer, outre l'effet de la température, aussi celui de la pression du fluide et de son temps de séjour dans le canal de refroidissement.

⁶⁰ Le seul hydrocarbure moins stable que l'éthylène à la température ambiante est l'acétylène. Ce dernier est, lui, l'hydrocarbure le moins stable en-dessous de 1100 K.

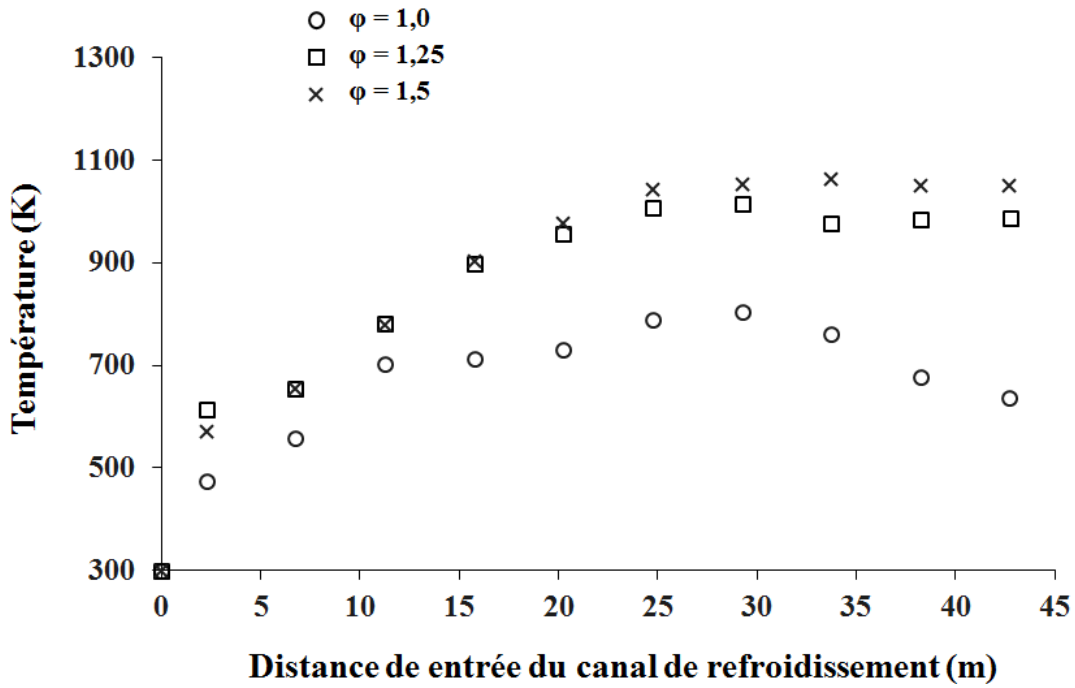


Figure 86. Variation de la température du combustible pour les tests E2 ($\phi=1.0$), E3 ($\phi=1.25$) et E4 ($\phi=1.5$) en fonction de la distance de l'entrée pour la condition de fonctionnement stationnaire 1 ($\dot{m}_c = 0,020 \text{ g.s}^{-1}$)

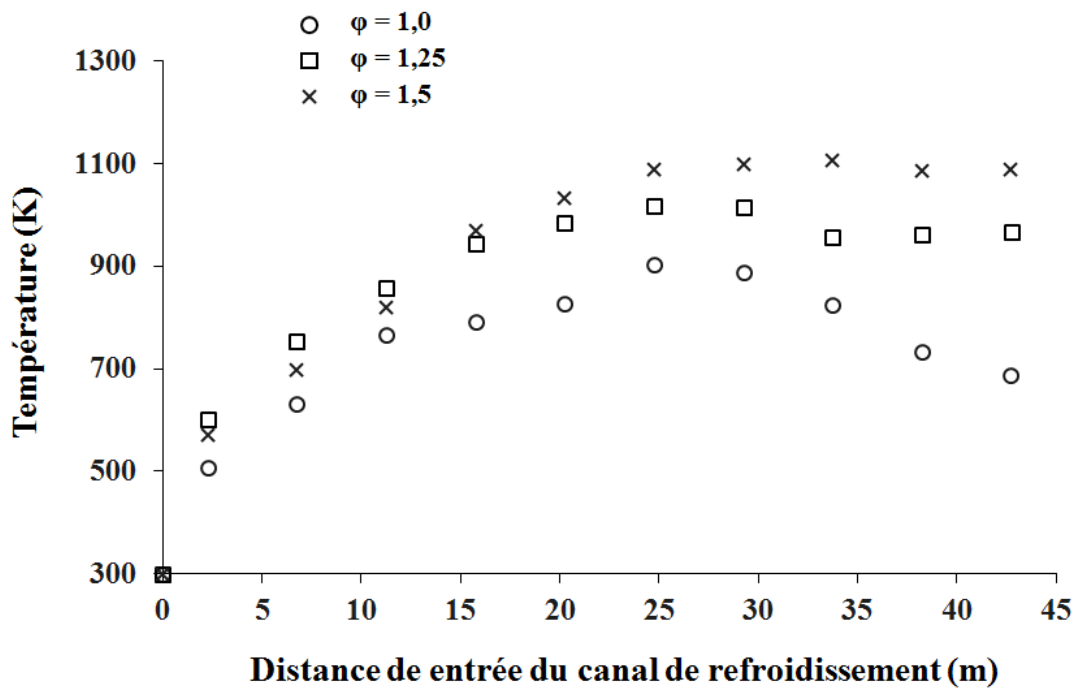


Figure 87. Variation de la température du combustible pour les tests E2 ($\phi=1.0$), E3 ($\phi=1.25$) et E4 ($\phi=1.5$) en fonction de la distance de l'entrée pour la condition de fonctionnement stationnaire 2 ($\dot{m}_c = 0,024 \text{ g.s}^{-1}$)

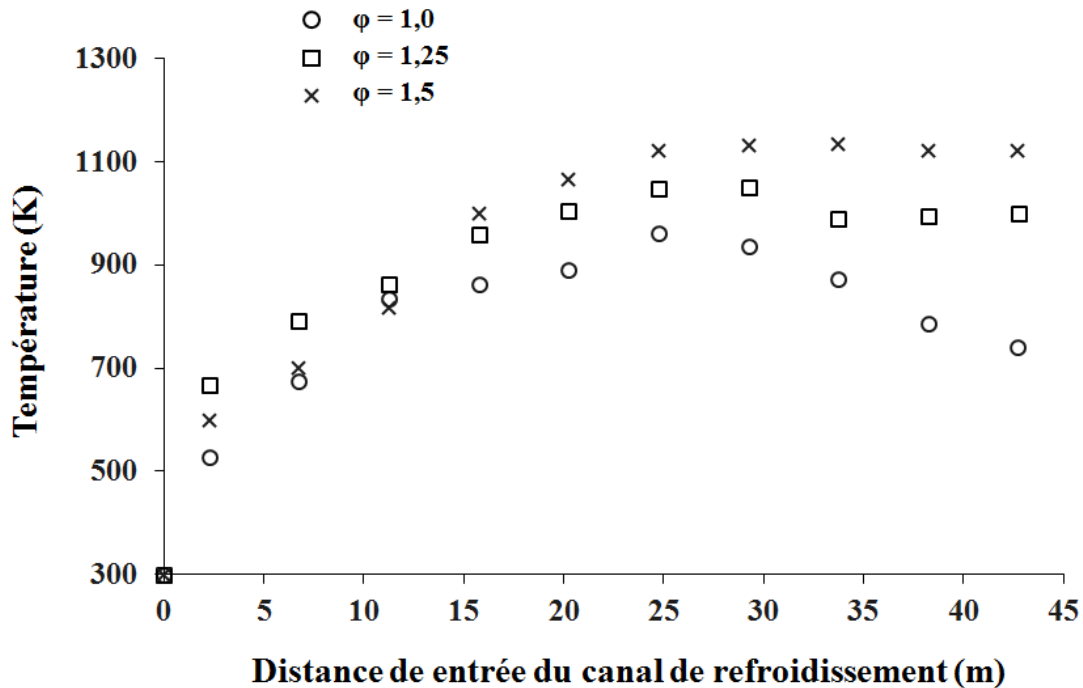


Figure 88. Variation de la température du combustible pour les tests E2 ($\phi=1.0$), E3 ($\phi=1.25$) et E4 ($\phi=1.5$) en fonction de la distance de l'entrée pour la condition de fonctionnement stationnaire 3 ($\dot{m}_c = 0,028 \text{ g.s}^{-1}$)

Pour ce qui est de la pression, l'éthylène étant un gaz, celle-ci influence fortement la cinétique de sa décomposition, car les vitesses des réactions qui en causent la pyrolyse sont en général d'autant plus grandes que cette pression est élevée (la pression favorise les réactions biomoléculaires et détourne donc le chemin vers celles-ci au détriment de réactions unimoléculaires).

Néanmoins, l'influence de la pression sur la décomposition du carburant est moins forte que celle de la température et joue donc au second ordre (40). Ceci peut être compris en comparant les résultats des expériences E2 et E3. Même si la pression moyenne du fluide dans le canal de refroidissement est plus élevée pour le test E2 que pour le test E3 (voir tableau 24, cf. 5.3.1), le taux de conversion du combustible est, lui, quel que soit le débit de combustible toujours plus élevé pour ce dernier⁶¹.

Vu que le temps de séjour dans le canal ne peut pas être déterminé expérimentalement, son estimation a été alors faite à l'aide de la simulation numérique.

⁶¹ Pour mieux saisir la prédominance sur la vitesse de réaction de la température du fluide sur sa pression, il suffit d'observer qu'alors que cette vitesse varie en fonction de la pression selon une loi de puissance d'exposant 1 ou 2, elle varie en fonction de de la température selon une loi de type exponentiel.

Les figures 89, 90 et 91 présentent la variation du temps de séjour du fluide dans le canal de refroidissement pour les conditions de fonctionnement stationnaire 1 à 3.

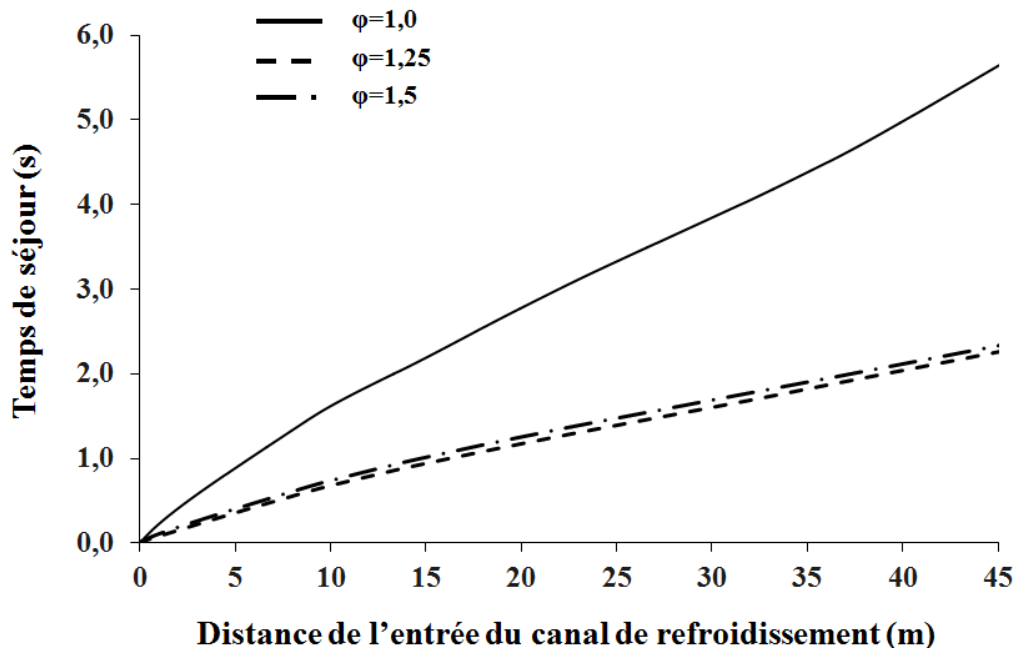


Figure 89. Variation du temps de séjour du combustible pour les tests E2 ($\phi=1.0$), E3 ($\phi=1.25$) et E4 ($\phi=1.5$) en fonction de la distance de l'entrée pour la condition de fonctionnement stationnaire 1 ($\dot{m}_c = 0,020 \text{ g.s}^{-1}$)

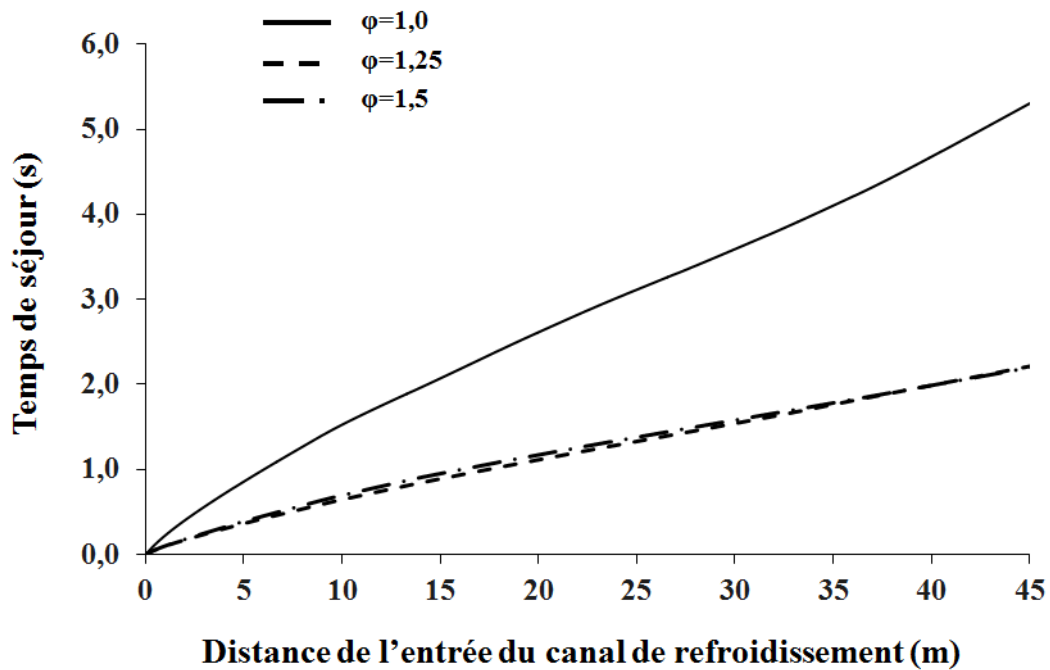


Figure 90. Variation du temps de séjour du combustible pour les tests E2 ($\phi=1.0$), E3 ($\phi=1.25$) et E4 ($\phi=1.5$) en fonction de la distance de l'entrée pour la condition de fonctionnement stationnaire 2 ($\dot{m}_c = 0,024 \text{ g.s}^{-1}$)

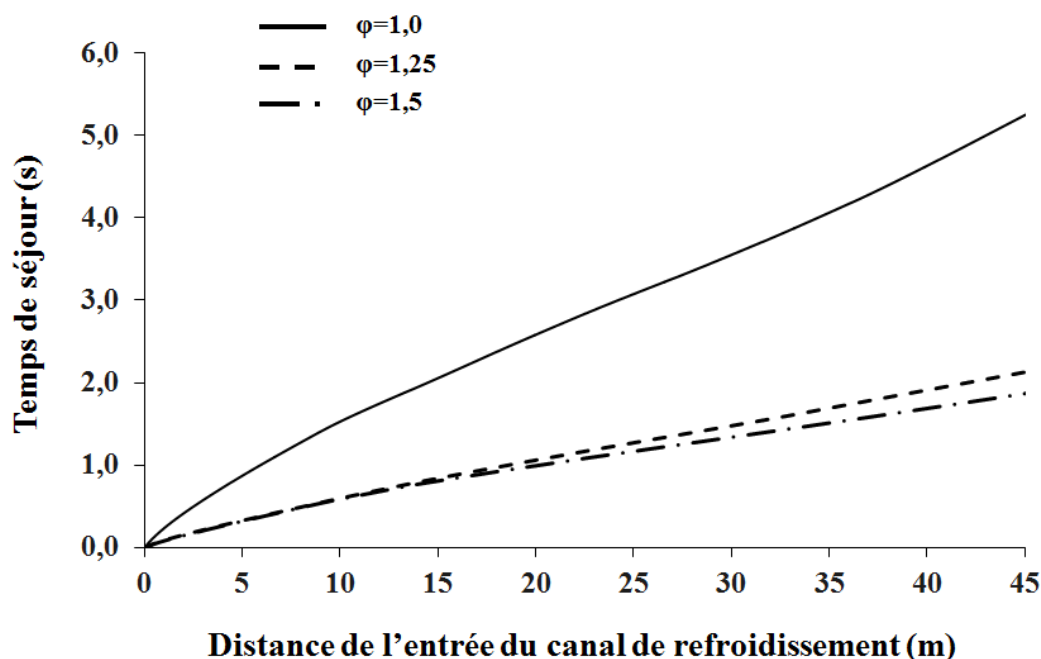


Figure 91. Variation du temps de séjour du combustible pour les tests E2 ($\phi=1.0$), E3 ($\phi=1.25$) et E4 ($\phi=1.5$) en fonction de la distance de l'entrée pour la condition de fonctionnement stationnaire 3 ($\dot{m}_c = 0,028 \text{ g.s}^{-1}$)

Elles montrent que ce temps est bien plus grand pour le test E2 ($t_{\text{séj}}$ compris entre 5,18 s et 5,65 s) que pour les tests E3 ($t_{\text{séj}}$ compris entre 1,80 s et 2,03 s) et E4 ($t_{\text{séj}}$ compris entre 1,59 s et 1,98 s).

Cependant, ce paramètre agit sur la pyrolyse du carburant plus faiblement que la température (40). Par exemple, le temps de séjour pour le cas E2 étant environ deux fois plus important par rapport au cas E4, le taux de conversion de l'éthylène est, pour ce dernier, un à deux ordres de grandeur plus élevé (voir tableau 25).

Il convient ici de remarquer que les temps de séjour du fluide ne coïncident pas avec les temps de pyrolyse car une première partie de ce temps de séjour correspond au chauffage du combustible avant d'atteindre une température compatible à celle de décomposition. La partie de chauffage correspond environ à la moitié de la longueur du tube et du temps de séjour calculé.

Les résultats numériques proposés dans cette section confirment les observations expérimentales sur la pyrolyse du carburant non seulement qualitativement (présence de dégradation thermique du fluide) mais également quantitativement (résidu liquide de la pyrolyse du carburant retrouvé en très faible quantité pour le test E2 et E3 et en quantité bien plus importante pour le test E4 dans la cellule de régulation de pression CRP (voir figure 10, cf. 2.3.1.1)).

La température du combustible-refroidisseur mesurée à la sortie du canal (cf. 4.3.2.1), jugée trop faible pour justifier la pyrolyse de ce fluide, montre ici ses limites puisqu'elle ne reflète pas l'activité chimique dans le canal qui a pu être évaluée ici par calcul.

5.3.1.2 Analyse des espèces majoritaires formées par la décomposition du combustible

Les figures 92, 93 et 94 présentent pour les trois tests E2, E3 et E4, pour un débit d'éthylène de 0.028 g.s^{-1} (condition de fonctionnement stationnaire 3), l'évolution des fractions molaires des espèces majoritaires formées par la décomposition du combustible en fonction de la distance de l'entrée du canal de refroidissement (axe du bas) et de son temps de séjour (axe du haut)

Les espèces présentées ici sont celles dont les concentrations atteignent, à la sortie du canal de refroidissement, une valeur égale ou supérieure à 10 ppm (10^{-5} molaire). Ces espèces sont l'hydrogène (H_2), le méthane (CH_4), l'acétylène (C_2H_2), l'éthane (C_2H_6), le propylène (C_3H_6), le butane (C_4H_{10}), le 1-butène (C_4H_8), l'1,3-butadiène (C_4H_6), le cyclohexène (C_6H_{10}), le benzène (C_6H_6), le toluène (C_7H_8), le styrène (C_8H_8) et l'indène (C_9H_8).

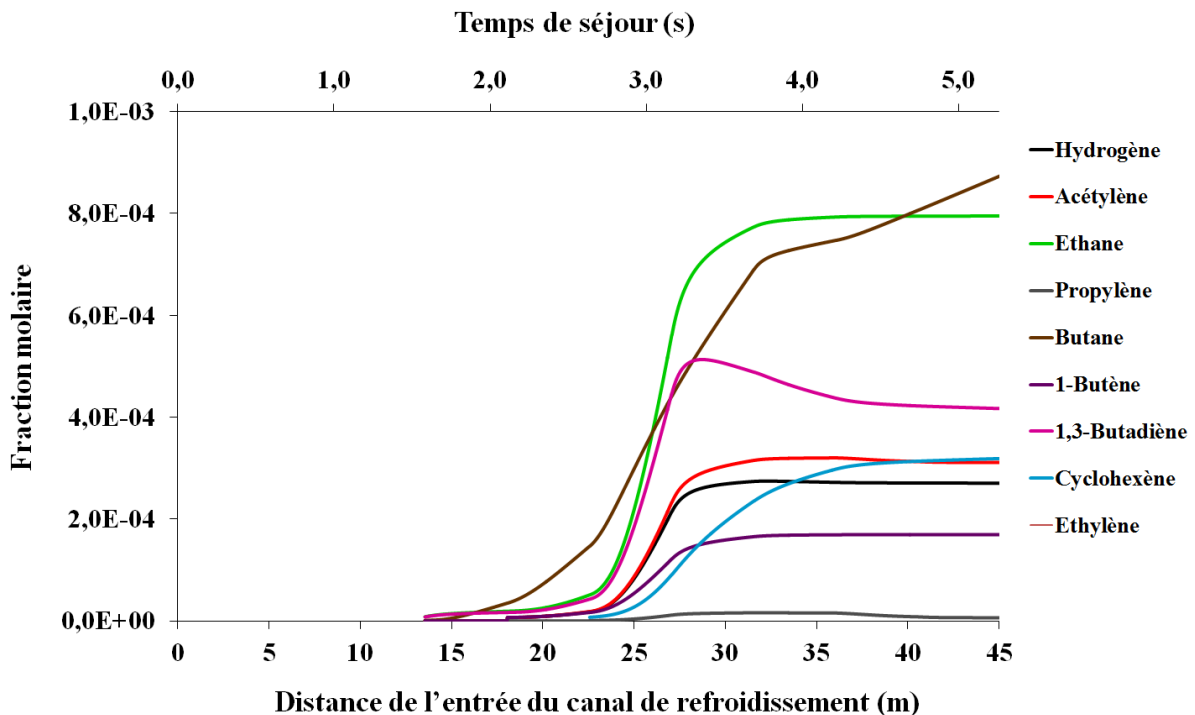


Figure 92. Variation des fractions molaires des espèces majoritaires formées par la décomposition du combustible pour le test E2 ($\varphi=1.0$) en fonction de la distance de l'entrée et du temps de séjour pour la condition de fonctionnement stationnaire 3 ($\dot{m}_c = 0,028 \text{ g.s}^{-1}$)

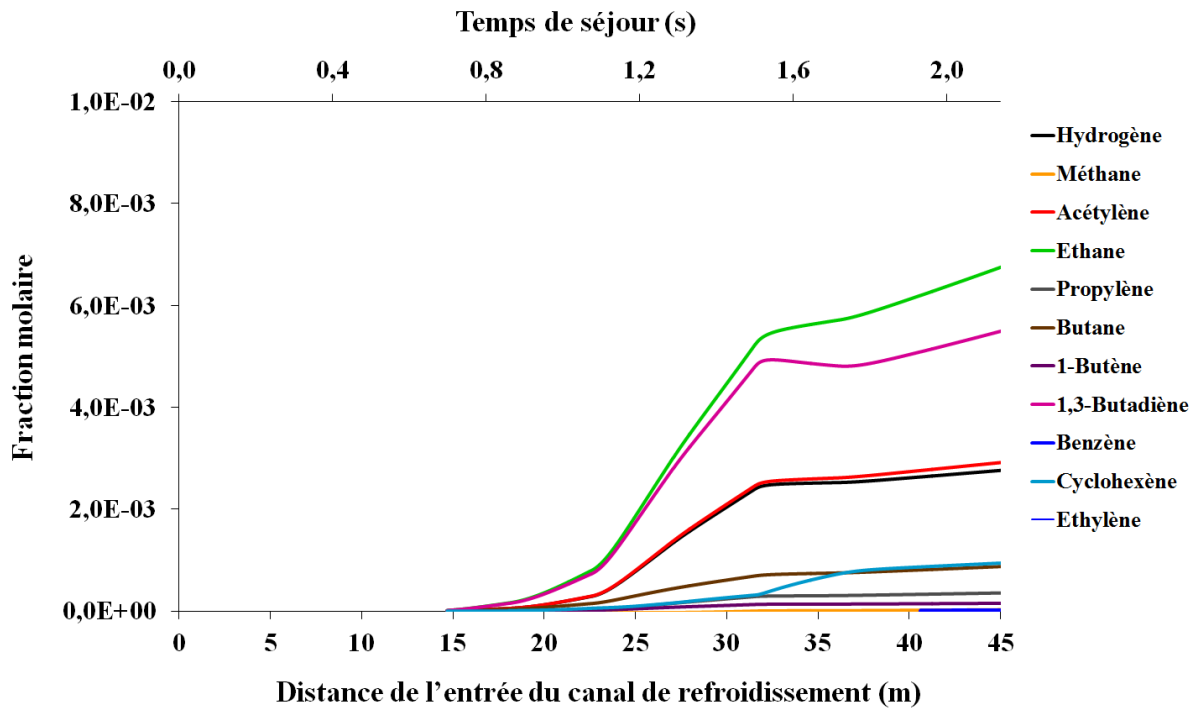


Figure 93. Variation des fractions molaires des espèces majoritaires formées par la décomposition du combustible pour le test E3 ($\phi=1.25$) en fonction de la distance de l'entrée et du temps de séjour pour la condition de fonctionnement stationnaire 3 ($\dot{m}_c = 0,028 \text{ g.s}^{-1}$)

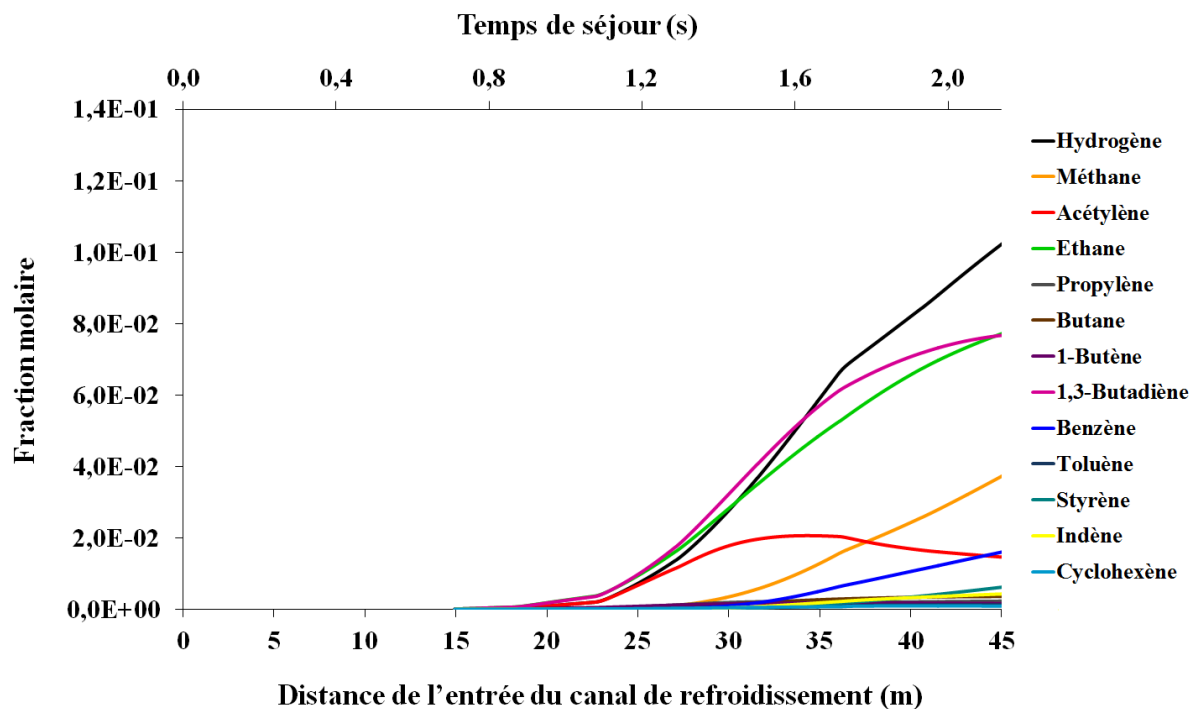


Figure 94. Variation des fractions molaires des espèces majoritaires formées par la décomposition du combustible pour le test E4 ($\phi=1.50$) en fonction de la distance de l'entrée et du temps de séjour pour la condition de fonctionnement stationnaire 3 ($\dot{m}_c = 0,028 \text{ g.s}^{-1}$)

Les fractions molaires de benzène, toluène, styrène et l'indène ne sont supérieures à 10 ppm que pour le test E4, celles-ci étant comprises entre 1 ppm et 10 ppm pour les tests E2 et E3.

Outre les espèces représentées dans les figures 92 à 94, de nombreux autres hydrocarbures sont présents dans le mélange à des concentrations comprises entre 1 ppm et 10 ppm. Parmi celles-ci, tant des composés saturés, alcanes et cycloalcanes (le propane, l'isobutane, le pentane, le cyclopentane, le cyclohexane, etc.), que des composés insaturés.

Parmi ces derniers, il est possible d'observer des hydrocarbures légers tels que le 2-butène, le 1,3-pentadiène, et des hydrocarbures plus lourds, notamment des hydrocarbures aromatiques polycycliques (normalement indiqué par leur acronyme, HAP). Ceux-ci sont considérés par de nombreuses études parmi les précurseurs du dépôt carboné qui se forme suite à la pyrolyse d'un hydrocarbure.

L'analyse des courbes représentées en figure 92 (test E2) montre que la formation des tous premiers produits de la décomposition du carburant débute pour un temps de séjour d'environ 1,60 s. Les concentrations des espèces qui se forment augmentent à mesure que la pyrolyse de l'éthylène se poursuit, puis se stabilisent 5 m à 10 m avant la sortie du canal de refroidissement. Ceci s'explique par un refroidissement du fluide en partie aval du canal, donc par un « gel » de la cinétique de dégradation (voir figure 86).

Il est à noter que, contrairement aux autres hydrocarbures qui voient leurs fractions molaires augmenter de manière monotone, la variation de celles de l'acétylène et, de façon encore plus évidente, du propylène et du 1,3-butadiène présentent un maximum, pour des temps de séjours respectivement d'environ 3,90 s, 2,85 s et 3,25 s.

Pour ce test-ci, exception faite pour le cyclohexène, la formation de composés cycliques et aromatiques n'est observée qu'à des concentrations inférieures à 10 ppm.

L'analyse des courbes représentées en figure 93 (test E3) montre que pour ce cas la formation des premiers produits de pyrolyse a lieu plus tôt que dans le cas précédent. L'échauffement du fluide étant plus rapide, celle-ci débute déjà environ 0,75 s après l'entrée de celui-ci dans le canal. Aux composés déjà observés dans la figure 92, s'ajoutent ici le méthane, dont la formation débute pour un temps de séjour d'environ 1,45 s, et le benzène, qui apparaît près de la sortie du tube. Outre ces composés, d'autres hydrocarbures, dont les fractions molaires ne dépassent pas 10 ppm, sont produits.

La figure 94 présente les espèces formées par la pyrolyse de l'éthylène dans le cas E4. Cette figure confirme que la décomposition du combustible au cours de ce test est beaucoup plus

rapide et avancée que pour les autres configurations de calcul. Les premiers produits apparaissent environ 0,70 s après l'entrée du refroidisseur dans le canal.

Pour ce cas la courbe représentant la concentration en acétylène présente un maximum peu après le début de la formation de benzène, qui précède celle des composés aromatiques de poids moléculaire plus important et celle des HAP. Ceci s'explique par le fait que d'un part, l'acétylène est l'un des précurseurs du benzène, et d'autre part, il existe aussi des chemins réactionnels qui permettent la formation de ces hydrocarbures aromatiques polycycliques par addition d'acétylène à des molécules aromatiques de moindre taille.

Suite au déclenchement de ces chemins réactionnels, la vitesse de formation de ce gaz carboné devient plus petite que celle de consommation. Sa fraction molaire commence alors à décroître.

La comparaison des figures 92 à 94 permet aussi de formuler d'autres considérations. Par exemple, elle permet d'observer que, lors du test E4, le benzène se forme en quantité bien plus importante que lors tests E2 et E3 (1,16 % molaire à la sortie du tube, alors que pour ces derniers cette concentration est respectivement d'environ 1 ppm et d'environ 20 ppm).

De plus, elle montre aussi la formation, pour ce même test E4, de molécules aromatiques plus lourdes, telles que le toluène, le styrène et l'indène (dont les fractions molaires en sortie atteignent respectivement 0,13 % molaire, 0,67 % molaire et 0,42 % molaire) et, près de la sortie du canal de refroidissement, de certains hydrocarbures aromatiques polycycliques. Parmi ceux-ci, notamment le naphthalène, l'anthracène, l'acénaphène, le phénanthrène et le pyrène (voir tableau 26).

Espèce	E2 ($\varphi=1.0$)	E3 ($\varphi=1.25$)	E4 ($\varphi=1.5$)
Naphtalène (C ₁₀ H ₈)	< 10 ⁻⁸	< 10 ⁻⁸	9,90 · 10 ⁻⁷
Acénaphène (C ₁₂ H ₁₀)	< 10 ⁻⁸	< 10 ⁻⁸	4,95 · 10 ⁻⁵
Anthracène (C ₁₄ H ₁₀)	< 10 ⁻⁸	< 10 ⁻⁸	6,43 · 10 ⁻⁶
Phénanthrène (C ₁₄ H ₁₀)	< 10 ⁻⁸	< 10 ⁻⁸	6,15 · 10 ⁻⁵
Pyrène (C ₁₆ H ₁₀)	< 10 ⁻⁸	< 10 ⁻⁸	1,73 · 10 ⁻⁵

Tableau 26. Concentrations des HAP majoritaires à la sortie du canal de refroidissement pour les tests E2 ($\varphi=1.0$), E3 ($\varphi=1.25$) et E4 ($\varphi=1.5$) pour la condition de fonctionnement stationnaire 3 ($\dot{m}_c = 0,028 \text{ g}\cdot\text{s}^{-1}$)

En effet, il a été déjà dit que, selon de nombreuses études, ces hydrocarbures aromatiques polycycliques représentent les véritables précurseurs du coke (cf. 4.4.1). Or, le test E4 ayant été interrompu suite à la formation, dans le canal de refroidissement, d'un dépôt carboné, les résultats de ces calculs cinétiques sembleraient indiquer que le mécanisme réactionnel utilisé pour leur réalisation permettrait de prédire la formation de coke.

La comparaison entre les résultats des simulations cinétiques et les observations expérimentales indique que l'approche suivie pour ces calculs cinétiques permet de reproduire des tendances observées expérimentalement. Pour affiner la prédiction quantitative des phénomènes, la réalisation d'une étude expérimentale dédiée serait nécessaire.

5.3.1.3 Variation le long du canal de la masse volumique, de la vitesse et du nombre de Reynolds de l'écoulement

La figure 95 présente l'évolution du nombre de Reynolds de l'écoulement en fonction de la distance par rapport à l'entrée du canal de refroidissement pour les trois tests pour la condition de fonctionnement stationnaire numéro 3 (débit de 0.028 g.s^{-1}).

L'analyse de cette figure permet d'observer que, quelle que soit la configuration, les écoulements sont turbulents dans une première phase amont pour devenir laminaires ensuite en aval. Le produit de la vitesse de l'écoulement et de la masse volumique restant presque constant, la forte diminution du nombre de Reynolds s'explique par l'augmentation de la viscosité dynamique du mélange.

Cette augmentation se produit car d'une part, les viscosités dynamiques des gaz augmentent en fonction de la température et, d'autre part, au fur et à mesure de la pyrolyse du carburant des espèces plus lourdes se forment ayant des viscosités plus importantes que celle de l'éthylène (voir figure 96).

Il est possible d'observer pour le test E2 et le test E3 que ce nombre de Reynolds, après avoir atteint un minimum (entre 25 et 30 m de l'entrée du canal de refroidissement) remonte progressivement vers une valeur légèrement plus grande. Néanmoins, l'écoulement reste, lui, laminaire.

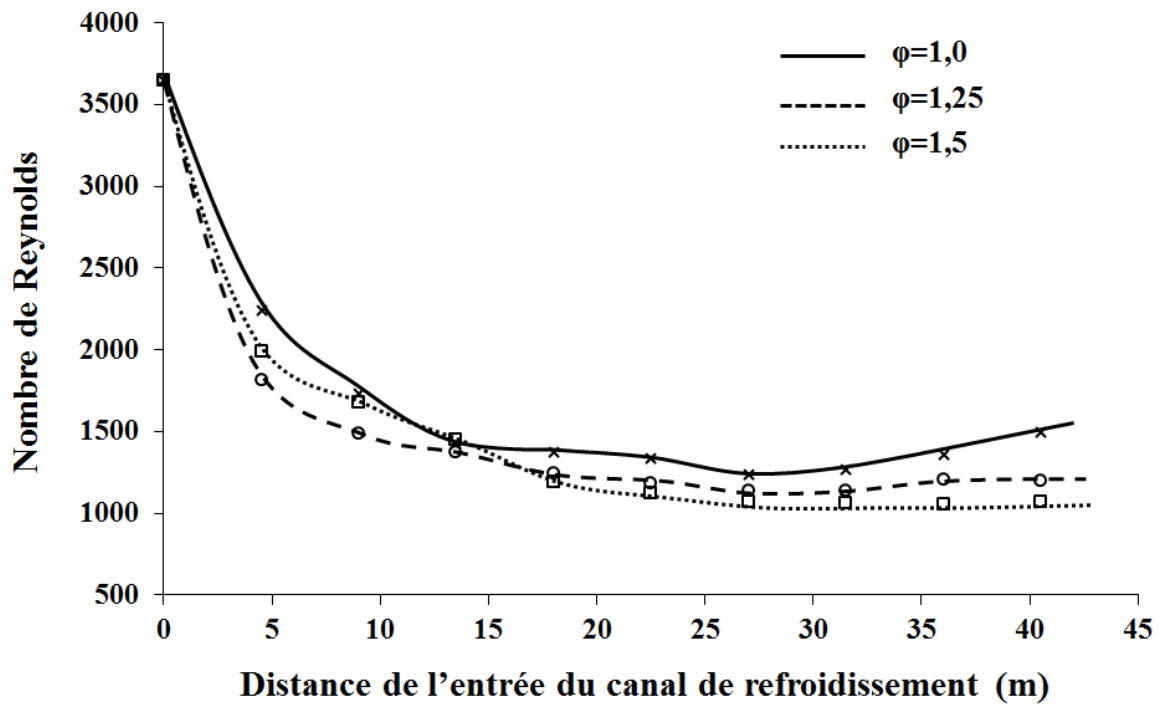


Figure 95. Variation du nombre de Reynolds du fluide pour les tests E2 ($\varphi=1,0$), E3 ($\varphi=1,25$) et E4 ($\varphi=1,5$) en fonction de la distance de l'entrée du canal de refroidissement pour la condition de fonctionnement stationnaire 3 ($\dot{m}_c = 0,028 \text{ g.s}^{-1}$)

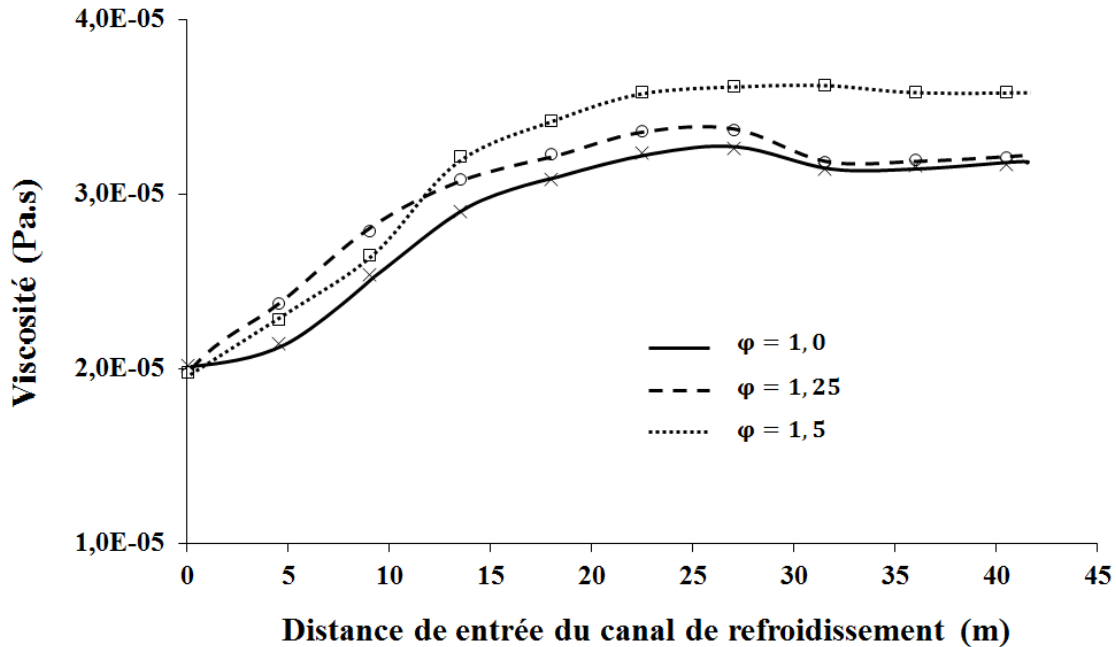


Figure 96. Variation de la viscosité du fluide pour les tests E2 ($\varphi=1,0$), E3 ($\varphi=1,25$) et E4 ($\varphi=1,5$) en fonction de la distance de l'entrée du canal de refroidissement pour la condition de fonctionnement stationnaire 3 ($\dot{m}_c = 0,028 \text{ g.s}^{-1}$)

Le nombre de Reynolds de l'écoulement atteint en général des valeurs légèrement plus élevées pour le cas E2 que pour les cas E3 et E4. La valeur moyenne atteinte par ce paramètre au cours du test E2 est environ 16,1 % plus importante que celle atteinte au cours du test E3 et environ 21,8 % plus importante que celle atteinte au cours du test E4.

Cela confirme une observation qui avait été faite précédemment (cf. 4.3.1.8), où il avait été dit que l'augmentation du flux thermique absorbé par le combustible dans le canal de refroidissement en fonction de la richesse de la combustion ne pouvait pas être justifiée par une hausse de l'efficacité de l'échange de chaleur entre le refroidisseur et la paroi du tube. Le Reynolds était en réalité la grandeur clé derrière ce phénomène.

La variation du nombre de Reynolds de l'écoulement avec le débit de carburant est montrée par la figure 97 pour le test E3. Sans surprise, cette figure indique que ce paramètre est d'autant plus grand que ce débit est élevé.

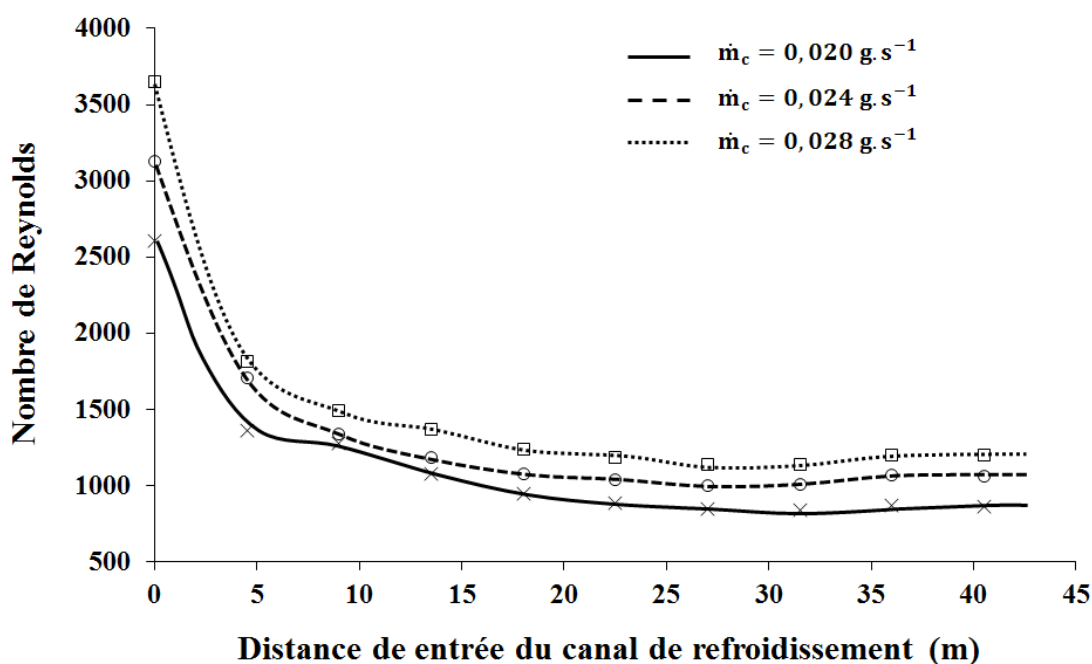


Figure 97. Variation du nombre de Reynolds du fluide pour le test E3 ($\phi=1,25$) en fonction de la distance de l'entrée du canal de refroidissement pour les conditions de fonctionnement stationnaire 1 ($\dot{m}_c = 0,020 \text{ g.s}^{-1}$), 2 ($\dot{m}_c = 0,024 \text{ g.s}^{-1}$) et 3 ($\dot{m}_c = 0,028 \text{ g.s}^{-1}$)

Les figures 98, 99 et 100 représentent pour les trois tests E2, E3 et E4 la variation de la vitesse et de la masse volumique du combustible-refroidisseur dans le canal de refroidissement en fonction de la distance de l'entrée du tube pour l'état de fonctionnement stationnaire numéro 3.

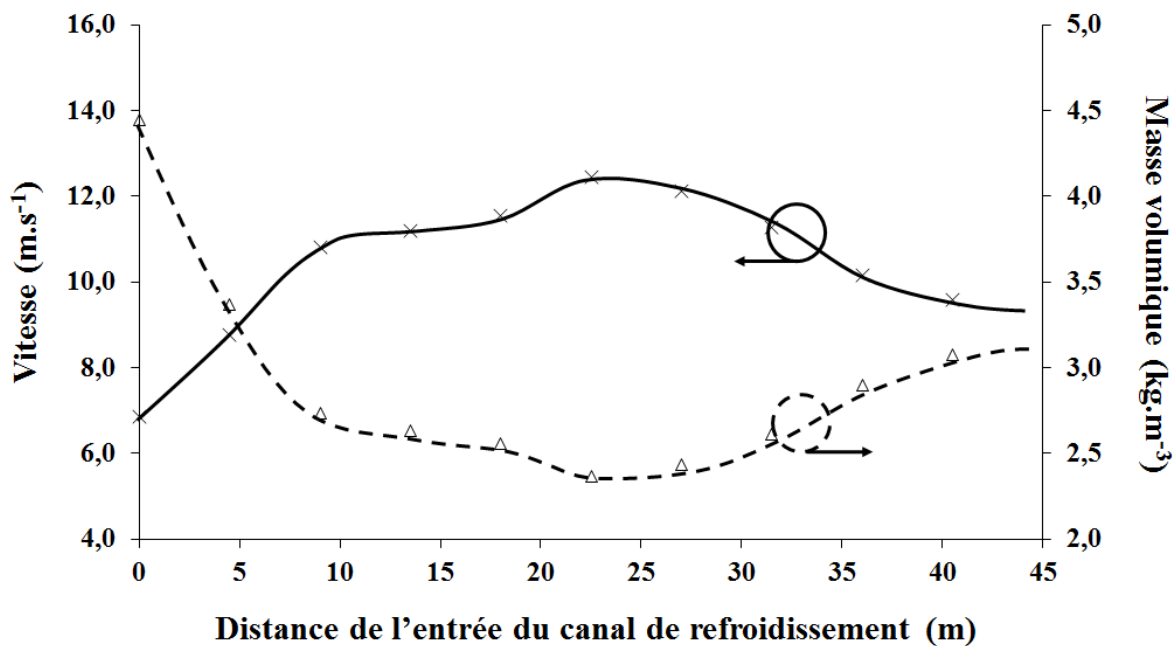


Figure 98. Variation de la vitesse et de la masse volumique du fluide pour le test E2 ($\varphi=1,0$) en fonction de la distance de l'entrée du canal de refroidissement pour l'état de fonctionnement stationnaire 3 ($\dot{m}_c = 0,028 \text{ g.s}^{-1}$)

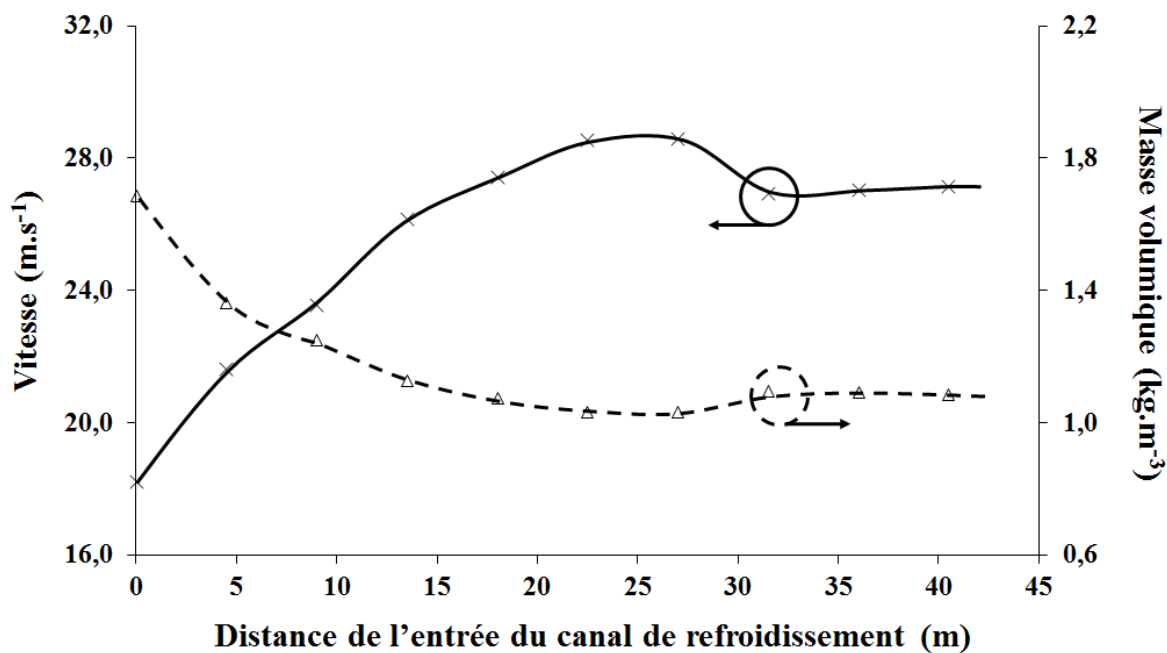


Figure 99. Variation de la vitesse et de la masse volumique du fluide pour le test E3 ($\varphi=1,25$) en fonction de la distance de l'entrée du canal de refroidissement pour l'état de fonctionnement stationnaire 3 ($\dot{m}_c = 0,028 \text{ g.s}^{-1}$)

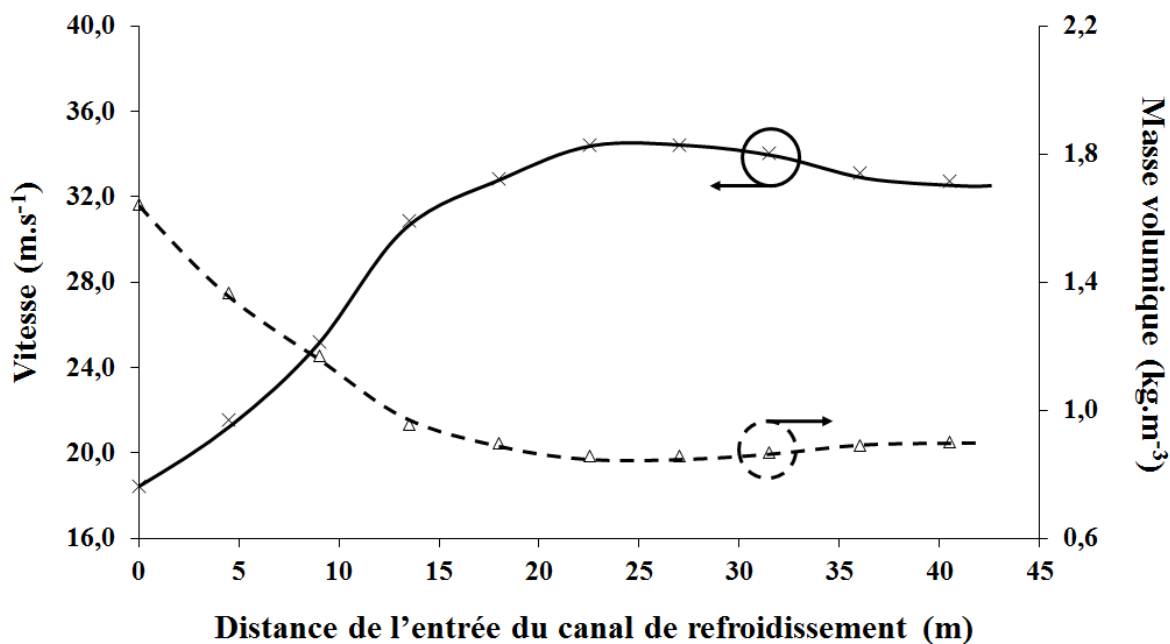


Figure 100. Variation de la vitesse et de la masse volumique du fluide pour le test E4 ($\varphi=1,5$) en fonction de la distance de l'entrée du canal de refroidissement pour l'état de fonctionnement stationnaire 3 ($\dot{m}_c = 0,028 \text{ g.s}^{-1}$)

Ces courbes sont elles aussi fortement affectées par l'échauffement du fluide et par sa pyrolyse. Elles montrent que, quel que soit le cas considéré, la vitesse d'écoulement du fluide passe par un maximum alors que, réciproquement, la masse volumique de celui-ci passe par un minimum.

Surtout, le test E2 se démarque encore des deux.

Cette enchainement des phénomènes avait été suggéré dans des travaux antérieurs (56) et prend corps ici par ce premier travail expérimental et numérique à les aborder et les quantifier.

5.4 Brève étude paramétrique de la décomposition de l'éthylène

L'étude numérique paramétrique présentée dans cette section a été réalisée afin de mieux définir l'influence de la pression et du débit de combustible sur la décomposition que le carburant subit dans le canal de refroidissement. Cette étude a été conduite en faisant varier cette pression dans la plage de 1 à 50 bar pour trois débits d'hydrocarbure, respectivement $0,020 \text{ g.s}^{-1}$, $0,024 \text{ g.s}^{-1}$ et $0,028 \text{ g.s}^{-1}$.

La configuration réactionnelle utilisée pour la réalisation de ces calculs est la même que celle utilisée pour la modélisation des expériences E2, E3 et E4 (voir figure 82, cf. 5.2.3). La température du combustible alimenté au PFR 1 étant supposée être de 298 K, la réalisation des

simulations nécessite la définition des échanges thermiques entre les gaz de combustion et le canal de refroidissement.

Ces flux ont été supposés équivalents à ceux échangés entre les gaz brûlés et la surface externe du tube au cours du test E2, ici considéré comme cas de référence pour étudier la sensibilité du système par rapport à ces paramètres ($\varphi=1.0$).

5.4.1 Effet de la pression et du débit du combustible sur sa décomposition

L'influence de la pression sur la pyrolyse du refroidisseur est présentée ici pour des simulations réalisées avec un débit d'éthylène de $0,028 \text{ g.s}^{-1}$, en considérant quatre valeurs de celle-ci, respectivement 1 bar, 10 bar, 20 bar et 50 bar (voir figure 101).

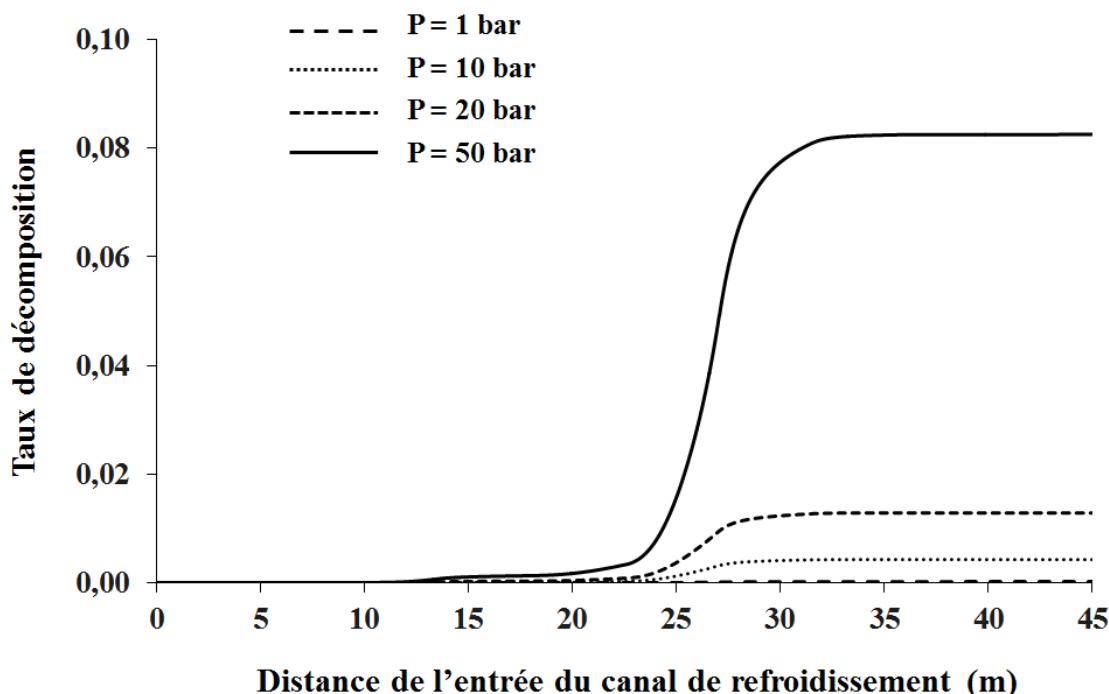


Figure 101. Variation du taux de pyrolyse de l'éthylène en fonction de la distance de l'entrée pour un débit de combustible de $0,028 \text{ g.s}^{-1}$ et des pressions de 1 bar, 10 bar, 20 bar et 50 bar

L'analyse des courbes présentées en figure 101 montre clairement que le taux de pyrolyse de l'éthylène est d'autant plus avancé que la pression du combustible est élevée. Il est possible de remarquer que τ_p passe d'une valeur d'environ 0,02 % pour une pression de 1 bar à une valeur d'environ 8,26 % pour une pression de 50 bar.

L'augmentation du taux de décomposition de l'éthylène en fonction de la pression du fluide s'explique par deux facteurs. D'abord, ainsi qu'il a été déjà observé précédemment, ce carburant étant un gaz, la cinétique des réactions qui pilotent sa pyrolyse est fortement affectée par ce

paramètre⁶². Ensuite, l'augmentation de cette pression entraîne également la hausse du temps de séjour du fluide dans le canal de refroidissement (voir figure 102).

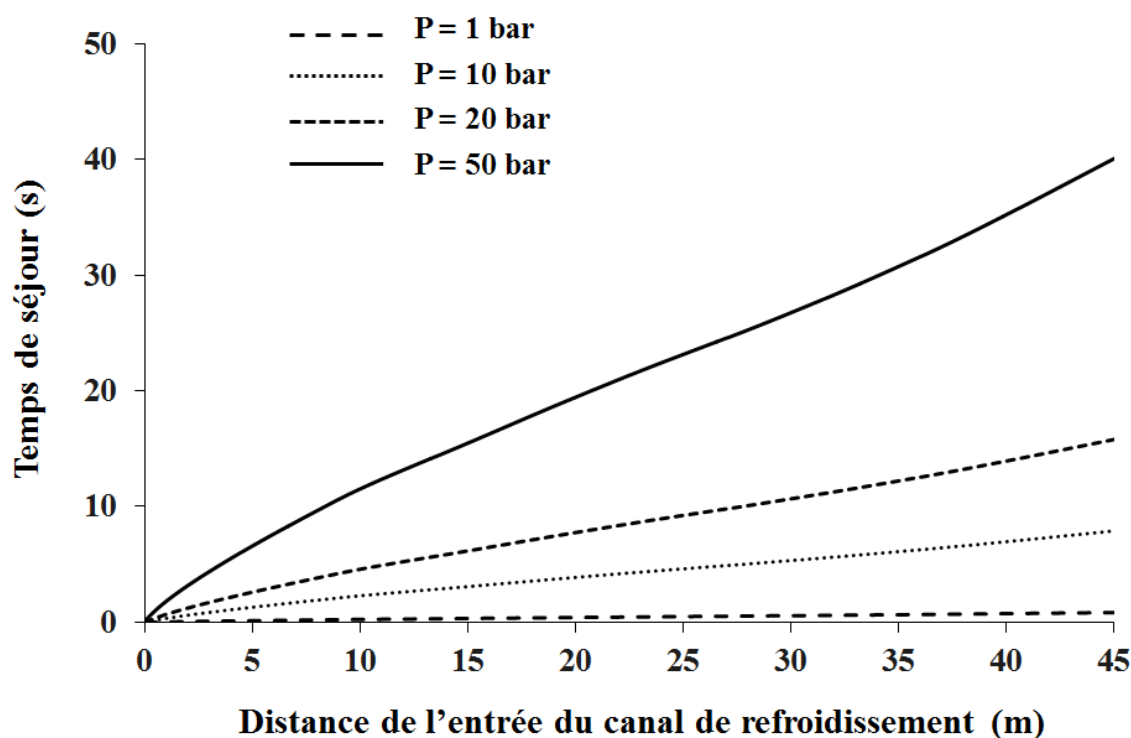


Figure 102. Variation du temps de séjour du combustible en fonction de la distance de l'entrée pour un débit de $0,028 \text{ g}\cdot\text{s}^{-1}$ et des pressions de 1 bar, 10 bar, 20 bar et 50 bar

Une analyse détaillée des résultats de ces calculs permet de mieux définir la variation de τ_p avec la pression. Elle permet en effet d'observer que, quel que soit le débit de combustible, ce taux-ci s'accroît proportionnellement au carré de celle-ci.

Ceci est montré dans la figure 99, qui présente, pour les trois débits de combustible considérés pour l'étude ($0,020 \text{ g}\cdot\text{s}^{-1}$, $0,024 \text{ g}\cdot\text{s}^{-1}$ et $0,028 \text{ g}\cdot\text{s}^{-1}$), des corrélations entre la pression du carburant et le taux de pyrolyse atteint par celui-ci.

⁶² En effet, la vitesse de ces réactions est proportionnelle aux concentrations des réactifs que celles-ci impliquent. Le mélange réactionnel étant un gaz, d'après la loi des gaz parfaits les concentrations des espèces qui le constituent s'accroissent presque en fonction de la pression (par exemple, pour le constituant i , $C_i = P \cdot M_i / R \cdot T$, où P , T et M_i sont respectivement la pression et la température du mélange et le poids moléculaire de l'espèce concernée).

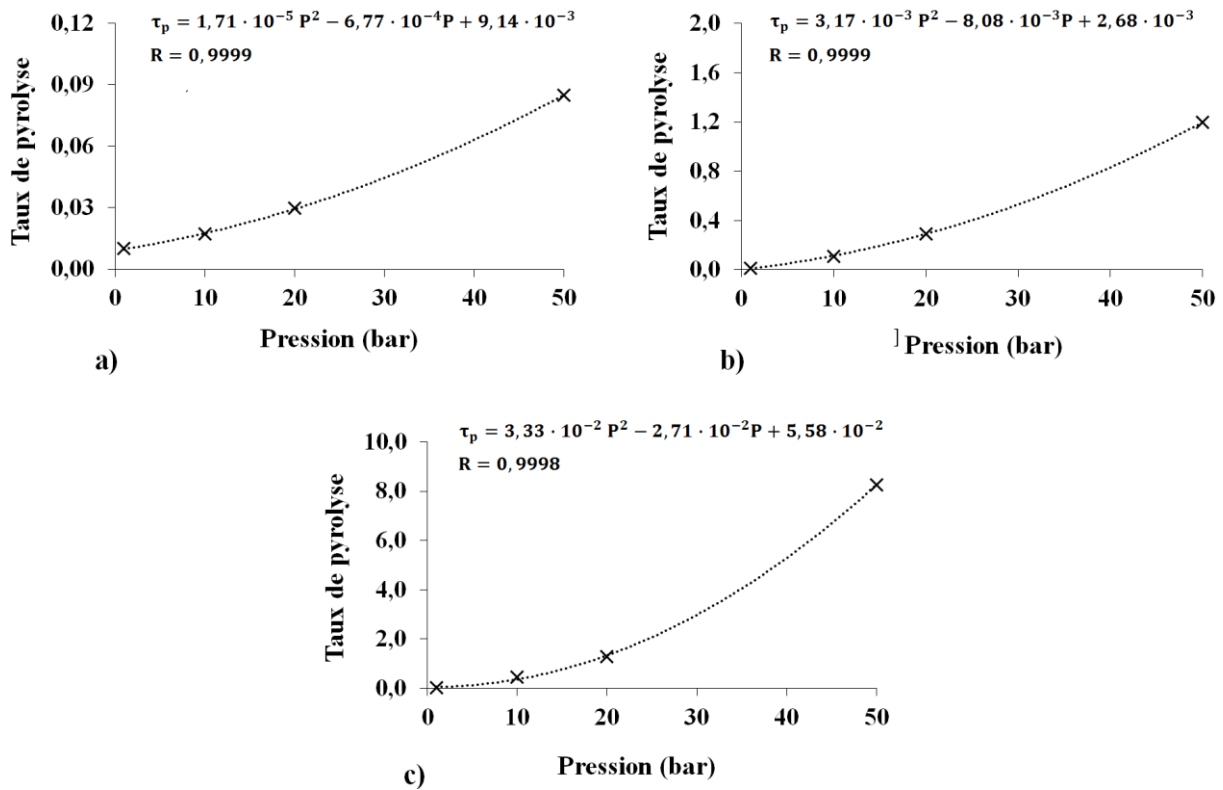


Figure 103. Corrélation entre la pression du carburant et le taux de pyrolyse atteint par celui-ci à la sortie du canal de refroidissement pour un débit d'éthylène de 0,020 g.s⁻¹ (a), 0,024 g.s⁻¹ (b) et 0,028 g.s⁻¹ (c).

La figure 104 ci-dessous montre, en échelle logarithmique, la variation de la fraction molaire d'éthylène dans le canal pour des débits de 0,020 g.s⁻¹, 0,024 g.s⁻¹ et 0,028 g.s⁻¹, en considérant quatre valeurs de pression, respectivement 1 bar, 10 bar, 20 bar et 50 bar. Cette figure est en accord avec les observations sur l'effet du débit de carburant sur la décomposition du fluide refroidisseur faites précédemment (cf. 5.3.2.1). Elle confirme que τ_p est d'autant plus grand que ce débit est grand.

L'utilisation d'un système de graduation logarithmique sur l'axe Y permet de mieux apprécier la forte dépendance, de type exponentiel, de cette grandeur de \dot{m}_c . Cela est dû au fait qu'une augmentation du débit de combustible se traduit toujours par une hausse du flux thermique échangé entre la flamme et le refroidisseur et, en conséquence, de la température que celui-ci atteint en traversant le tube.

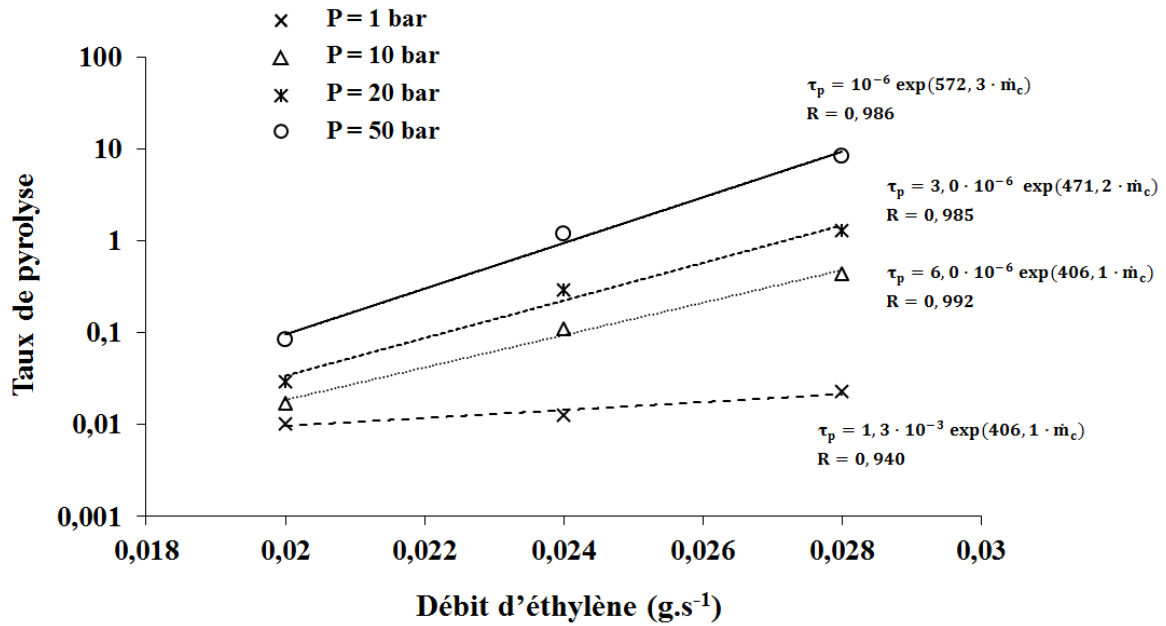


Figure 104. Variation du taux de pyrolyse du combustible en fonction du débit de combustible pour des pressions de 1 bar, 10 bar, 20 bar et 50 bar

Cela affecte fortement les vitesses des réactions de décomposition. En conséquence, la pyrolyse du carburant est plus avancée, même vis-à-vis d'un temps de séjour de celui-ci moins important (voir tableau 27).

\dot{m}_c (g.s ⁻¹)	$t_{\text{séj}} P=1 \text{ bar}$ (s)	$t_{\text{séj}} P=10 \text{ bar}$ (s)	$t_{\text{séj}} P=20 \text{ bar}$ (s)	$t_{\text{séj}} P=50 \text{ bar}$ (s)
0,020	1,3	13,3	26,7	66,7
0,024	1,0	10,4	20,8	52,1
0,028	0,8	8,6	17,1	43,4

Tableau 27. Temps de séjours du combustible dans le canal de refroidissement calculés au cours des simulations cinétiques paramétriques réalisées sur la pyrolyse de l'éthylène pour des pressions de 1 bar, 10 bar, 20 bar et 50 bar

5.4.2 Effet de la pression et débit de combustible sur les produits de pyrolyse

L'influence de la pression sur les produits de pyrolyse est présentée par les figures 105 à 107, qui donnent respectivement les concentrations des produits majoritaires pour un débit

d'hydrocarbure de $0,028 \text{ g.s}^{-1}$ et des pressions de 10 bar et 50 bar et pour un débit de carburant de $0,024 \text{ g.s}^{-1}$ et une pression de 50 bar.

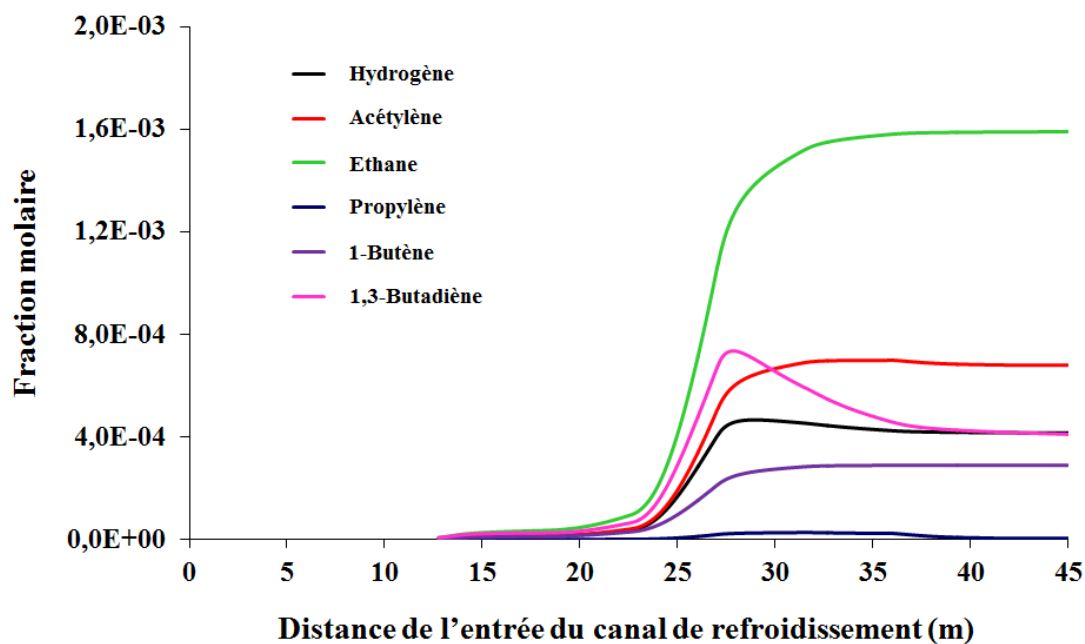


Figure 105. Variation des fractions molaires des espèces majoritaires formées par la décomposition du combustible pour un débit d'hydrocarbure de $0,028 \text{ g.s}^{-1}$ et une pression de 10 bar

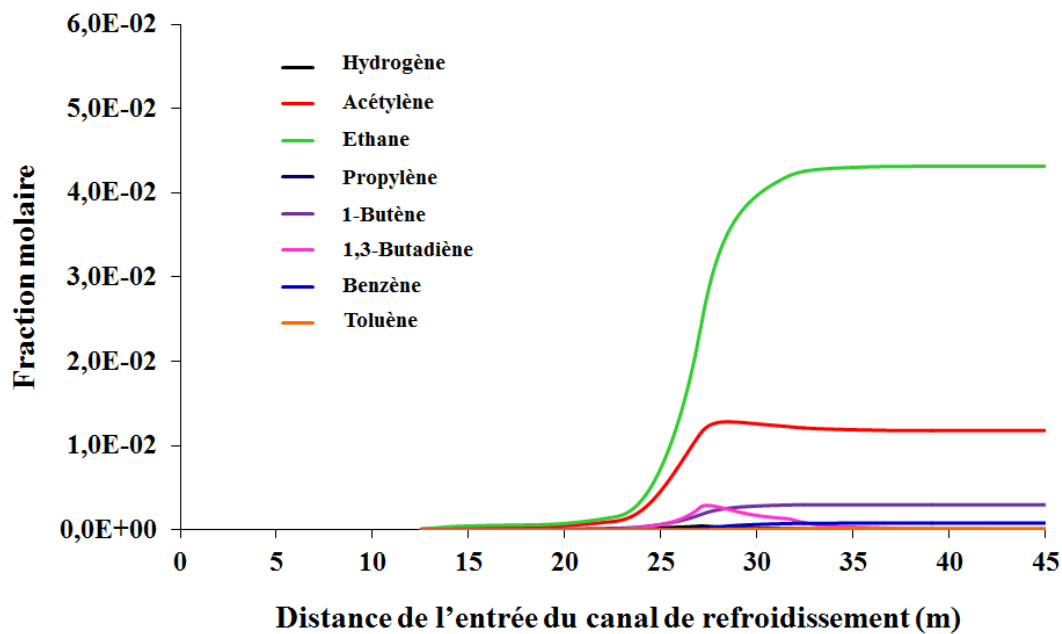


Figure 106. Variation des fractions molaires des espèces majoritaires formées par la décomposition du combustible pour un débit d'hydrocarbure de $0,028 \text{ g.s}^{-1}$ et une pression de 50 bar

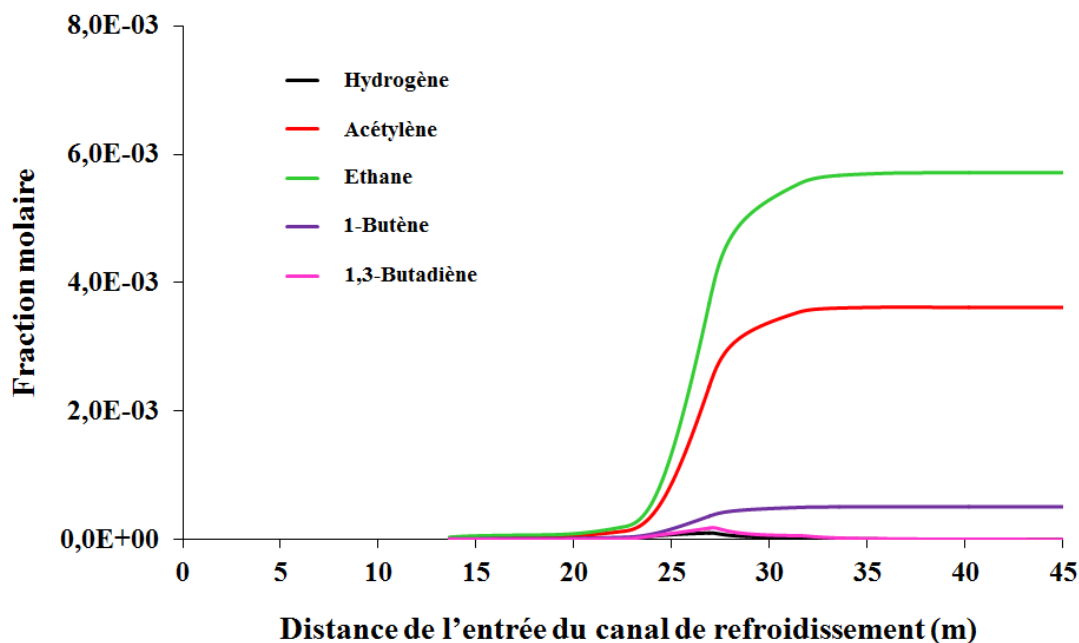


Figure 107. Variation des fractions molaires des espèces majoritaires formées par la décomposition du combustible pour un débit d'hydrocarbure de $0,024 \text{ g.s}^{-1}$ et une pression de 50 bar

L'analyse des résultats de ces figures montre que la composition du mélange sortant du tube de refroidissement varie beaucoup en fonction de ces paramètres. En effet, vu que le taux de conversion du carburant est une fonction croissante de ceux-ci, pour une pression et un débit de combustible plus élevés les concentrations des espèces qui sont des intermédiaires pour la formation de composés carbonés plus lourds (hydrogène, acétylène, le 1,3-butadiène, etc.) ont tendance à baisser. En revanche, celles d'espèces moins réactives, comme l'éthane, ont tendance à s'accroître.

Enfin, si l'on met en comparaison les fractions molaires de benzène et toluène avec celles d'acétylène et 1,3-butadiène, l'on remarque que leurs courbes montrent un point d'inflexion là où les fractions molaires de ces derniers atteignent le maximum (voir figure 108). Cela est en accord avec l'hypothèse que l'acétylène et le 1,3-butadiène sont des précurseurs du benzène et du toluène (qui eux-mêmes produiront les HAP).

Pour terminer ce paragraphe, il est intéressant d'observer aussi que les concentrations dans le tube d'hydrocarbures aromatiques sont en général d'autant plus importantes que la pression du fluide est élevée. On peut alors en tirer la conclusion qu'une augmentation de la pression du fluide refroidisseur dans le canal de refroidissement pourrait s'accompagner d'une hausse du taux de cokage de ce fluide ; au moins pour un carburant gazeux

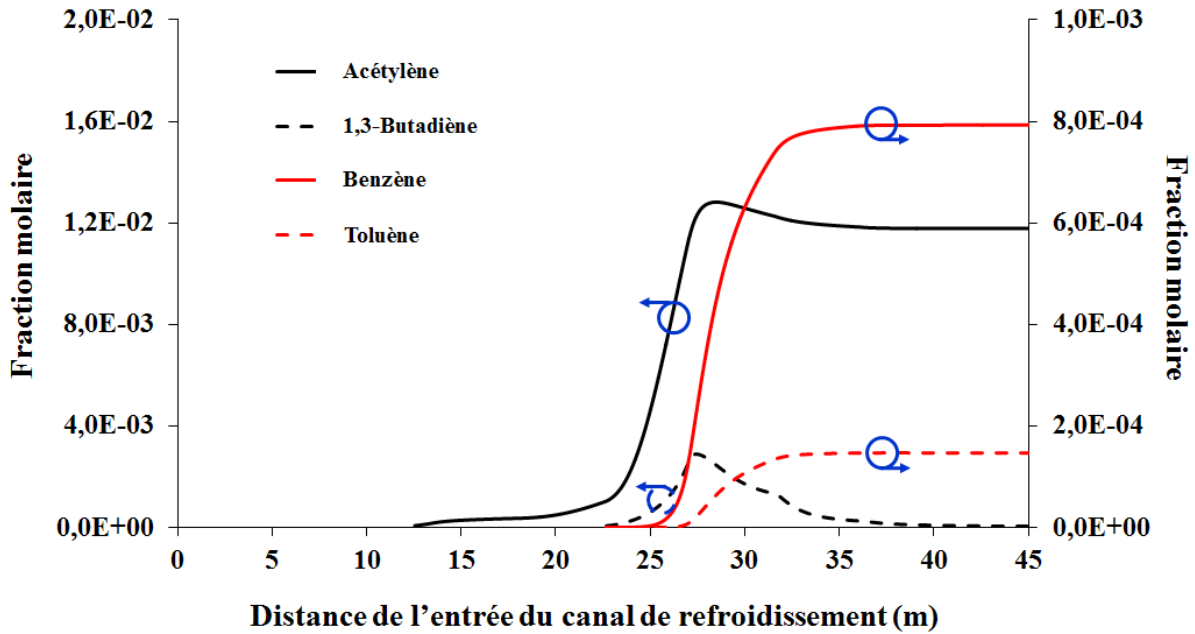


Figure 108. Variation des fractions molaires d'acétylène, 1,3-butadiène, benzène et toluène le long du canal de refroidissement pour un débit d'hydrocarbure de $0,028 \text{ g.s}^{-1}$ et une pression de 50 bar

5.5 Conclusion de l'étude numérique

Afin d'améliorer la compréhension des résultats des expériences, une étude numérique cinétique sur la décomposition du combustible dans le canal de a été réalisée.

Trois tests, se caractérisant par trois valeurs de richesse (1,0, 1,25 et 1,5) ont été simulés. Des paramètres de sorties pertinents dont le calcul ne peut se faire qu'à l'aide de la simulation numérique (le taux de conversion, la température et le temps de séjour du carburant, le nombre de Reynolds de l'écoulement), ont été ainsi estimés.

Une étude cinétique paramétrique visant à déterminer l'effet sur ces mêmes paramètres de la pression et du débit du fluide refroidisseur a été aussi réalisée. Des pression comprises entre 1 et 50 bar et des débits de 0.020 g.s^{-1} à 0.028 g.s^{-1} ont été considérés.

La comparaison entre les résultats des expériences et les calculs cinétiques réalisés (à l'état stationnaire) permet de faire les observations suivantes :

- Le mécanisme réactionnel utilisé pour la réalisation de simulations cinétiques permet de reproduire les tendances observées expérimentalement (profil de température du carburant et sa pyrolyse) ;
- Ce mécanisme réactionnel est aussi capable de prédire la formation d'un dépôt de coke dans le canal de refroidissement ;

- Au cours des tests, l'écoulement du fluide dans ce canal est turbulent dans une première phase puis laminaire. La diminution du nombre de Reynolds le long du tube s'explique par l'augmentation de la viscosité du mélange, due tant à l'échauffement du mélange qu'à la formation d'espèces ayant des viscosités plus élevées que l'éthylène ;

- L'analyse comparée de la variation du taux de pyrolyse, du temps de séjour et de la température du fluide dans le canal de refroidissement indique que l'influence du temps de séjour et de la pression du carburant sur sa décomposition est secondaire par rapport à celui de sa température ;

- En traversant le canal de refroidissement, le fluide s'échauffe jusqu'à atteindre vers l'aval un maximum de température correspondant à une abscisse longitudinale, selon le test, entre 10 cm et 20 cm à partir de la base de la chambre de combustion ; avant de se refroidir ensuite vers le bas de celle-ci sur la fin de son parcours dans le canal ;

- Les espèces majoritaires formées par la pyrolyse du carburant et leurs concentrations dans le canal ont été déterminées.

Les calculs cinétiques réalisés (toujours à l'état stationnaire) pour évaluer l'effet de la pression et du débit du fluide refroidisseur permettent de formuler les conclusions suivantes :

- La décomposition du carburant est d'autant plus avancée que la pression est grande. La variation du taux de pyrolyse a été déterminée ; quel que soit le débit de combustible, ce taux augmente proportionnellement au carré de la pression ;

- La décomposition du carburant est d'autant plus avancée que le débit est élevé (sur la plage expérimentale considérée dans ce travail). Une augmentation du débit entraîne toujours une augmentation du flux thermique échangé entre la flamme et le refroidisseur et, en conséquence, une hausse de la température que celui-ci atteint dans le canal. Ainsi, quelle que soit la pression, le taux de pyrolyse croît exponentiellement en fonction du débit ;

- Les concentrations d'hydrocarbures aromatiques et d'hydrocarbures aromatiques polycycliques augmentent dans le canal de refroidissement avec la pression et le débit du fluide. Une augmentation de l'un de ces deux paramètres pourrait alors s'accompagner d'une hausse du taux de cokage du carburant (phénomène négatif en terme d'efficacité de refroidissement et donc de fonctionnement du système moteur) ;

En conclusion, les calculs cinétiques réalisés à l'aide du logiciel CHEMKIN-PRO ont montré que le mécanisme réactionnel utilisé permet de reproduire des tendances observées et d'apporter quelques indications qualitatives complémentaires pour mieux analyser les essais expérimentaux. Une étape ultérieure consisterait à tester la capacité de prédiction quantitative de l'outil numérique dans une version incluant le calcul des flux thermiques générés par les compositions calculées en sortie de canal afin de mieux reproduire le couplage des deux systèmes canal/chambre.

Conclusions et perspectives

Le refroidissement actif d'un superstatoréacteur par l'utilisation de son propre carburant permet d'assurer la tenue thermique des structures. L'enjeu principal du refroidissement régénératif par endocarburant est d'être capable de contrôler le moteur, c'est-à-dire d'être en mesure d'assurer la poussée voulue sans dépasser une température limite donnée sur la paroi de la chambre de combustion. Le couplage très fort qui apparaît entre la combustion et la décomposition du carburant fait de la définition d'une stratégie de contrôle - moteur un véritable défi.

Dans le cadre des travaux réalisés sur les superstatoréacteurs refroidis par l'utilisation d'un endocarburant, la présente étude vise à améliorer la compréhension phénoménologique du couplage combustion - décomposition du combustible, en particulier en termes de dynamique du système couplé vis-à-vis d'une sollicitation externe. L'objectif de la présente thèse est alors de développer, par l'analyse des variations temporelles de certains paramètres pertinents en fonction de la variation d'un paramètre de commande, le débit de combustible, un modèle de comportement global du système.

Un premier chapitre introduit le contexte de l'étude en présentant les principes de la propulsion par statoréacteur et superstatoréacteur et du refroidissement régénératif. Il identifie les problèmes inhérents à la pyrolyse du carburant et au couplage combustion - décomposition, détaille les objectifs de ce travail et justifie le plan de travail choisi pour le réaliser.

Un deuxième chapitre présente le travail de conception et de dimensionnement qui a dû être réalisé pour mettre en place un banc de test, instrumenté et piloté par des automatismes, capable de répondre aux besoins de l'étude expérimentale. Le choix du combustible à utiliser pour les expériences est justifié.

Un troisième chapitre traite les modèles utilisés pour faire le calcul des paramètres de sortie permettant de caractériser le système. Il justifie les hypothèses simplificatrices qui ont été faites. Il présente une étude préliminaire de prise en main du dispositif de test qui a, entre autres, permis de vérifier la répétabilité des expériences.

Un quatrième chapitre présente les principaux résultats de l'étude expérimentale. Il spécifie les modalités de mise en place des tests. Il détaille les effets d'une variation du débit de combustible sur les flux thermiques principaux et sur d'autres paramètres de sortie pertinents et propose des corrélations semi-empiriques entre ce débit et ces paramètres de sortie.

Un cinquième chapitre présente une étude numérique cinétique sur la décomposition du combustible au cours des expériences, conduite pour affiner l'analyse des résultats des tests et

pour estimer des paramètres de sortie importants dont le calcul ne peut se faire qu'avec la simulation numérique.

L'approche suivie pour la conception du dispositif expérimental, avec la réalisation de calculs de CFD et la mise en place de calculs cinétiques et analytiques pour le prédimensionnement de la chambre de combustion et des autres composants a permis le développement d'un banc de test parfaitement adapté aux besoins de l'expérimentation.

L'étude expérimentale, réalisée en faisant varier le débit de combustible entre 0,020 et 0,028 g.s⁻¹ (pour trois valeurs de la richesse, 1,0 1,25 et 1,5), a donc permis d'obtenir des résultats très intéressants, tant sur le plan scientifique que sur le plan applicatif. L'influence du paramètre de commande étudié, le débit de combustible, sur des paramètres de sortie pertinents a été ainsi comprise.

Les résultats principaux peuvent ainsi être synthétisés :

1. L'effet du débit de combustible sur l'échauffement que le carburant subit dans le canal de refroidissement a été déterminé. Il a été observé qu'une augmentation / diminution de ce débit se traduit toujours par une augmentation / diminution de la température que le fluide atteint. L'effet combustible du fluide est donc supérieur à celui refroidisseur. La chambre de combustion présente alors une sensibilité à ce débit plus élevée que le canal ; elle pilote le couplage combustion – pyrolyse ;

2. Le flux thermique évacué par le carburant est d'autant plus important que le flux thermique mis en jeu par la combustion est grand. La capacité du circuit régénératif à s'adapter à l'énergie fournie par la chambre et à l'évacuer est donc vérifiée. Ceci confirme qualitativement la bonne capacité d'adaptation du circuit régénératif aux exigences d'un vol hypersonique ;

3. Les temps caractéristiques des échanges thermiques entre la chambre de combustion et le canal de refroidissement sont du même ordre de grandeur que le temps nécessaire pour un renouvellement du fluide circulant dans ce canal. Ces temps étant, en cas d'augmentation du débit de combustible, environ 30 % à 40 % plus faibles qu'en cas de diminution, il existe donc une notion de retard différenciée selon la variation du paramètre de commande. Cette observation est capitale en termes de contrôle dans une perspective future de développement d'une stratégie de régulation du refroidissement et de pilotage du système propulseur ;

4. Les temps de stabilisation des échanges thermiques sont d'environ un ordre de grandeur plus importants que ceux de stabilisation des échanges de quantité de mouvement. L'hydraulique du canal de refroidissement est donc faiblement impactée par la thermique et, en conséquence, par la cinétique de la pyrolyse du carburant (qui dépend au premier ordre de la température). La dynamique du système est donc contrôlée par la thermique en premier lieu ; ce qui permettra d'orienter les travaux ultérieurs quant au contrôle du système complet ;

5. La résistance aux échanges thermiques entre les gaz brûlés et le canal est prépondérante par rapport à celle entre le canal et le carburant et à celle au transfert de chaleur au travers de la paroi de celui-ci. L'étape limitante des échanges de chaleur étant le transfert des gaz de combustion à la surface du canal, la réponse du système vis-à-vis d'une variation du débit de combustible est d'autant plus nette que ce flux-ci est important. Ainsi, cela permet d'envisager de mieux cibler les travaux relatifs à la chambre de combustion car l'étude des transferts thermiques dans cette zone peut être un élément de réponse à l'effort global consistant à réduire et lutter contre l'échauffement des structures. Par ailleurs, le fonctionnement en condition pauvre dans la réalité opérationnelle d'un propulseur hypersonique (pour des raisons de poids et d'économie du carburant embarqué) conduirait à limiter les échanges par rayonnement (moins de particules de suies) ;

6. La performance en termes de récupération de l'énergie générée par la combustion a été déterminée. Un optimum de fonctionnement a été défini pour une richesse égale à 1,25. Or, les systèmes de propulsion utilisés dans le domaine aérospatial fonctionnent en conditions pauvres, de manière à réduire les émissions d'imbrulés. Ce résultat semble indiquer qu'il pourrait convenir faire fonctionner un moteur refroidi par son propre carburant en condition légèrement riche, car le gain en termes de récupération d'énergie pourrait compenser l'effet négatif de l'augmentation d'imbrulés. Ce point mériterait d'être mieux considéré ;

7. Le fluide refroidisseur se refroidit en proximité de la sortie du canal après avoir atteint un maximum de température en cédant une partie de son énergie au système solide. Cette observation dépasse le cas spécifique du banc expérimental en laboratoire et semble généralisable à tout moteur. Ainsi, loin de la zone chaude due à la combustion, le carburant dans le canal permet d'homogénéiser les températures dans le système et probablement de préchauffer la zone amont de la chambre pour une meilleure efficacité de combustion (sur le principe des milieux poreux dans certaines chambres de combustion) ;

8. Enfin, un effet d'hystérésis thermique a été observé. Un même point de fonctionnement en termes de débit de combustible et richesse peut donc se traduire par des états en régime stationnaire légèrement différents les uns des autres. Cela revêt une importance majeure et justifie la nécessité d'une étude expérimentale de la dynamique du système car l'historique du fonctionnement du moteur impacte sur son état à un instant donné.

L'étude expérimentale ayant permis d'obtenir des résultats très significatifs, il existe néanmoins des paramètres d'importance majeure (le taux de décomposition du refroidisseur, le temps de séjour dans le canal, etc.) dont la connaissance est nécessaire pour affiner et compléter l'analyse des expériences. Ces paramètres ne peuvent être évalués qu'à l'aide de calculs numériques.

La modélisation monodimensionnelle du canal de refroidissement a été alors réalisée sous le logiciel CHEMKIN-PRO afin d'étudier la pyrolyse du carburant dans ce canal. Un mécanisme détaillé de pyrolyse (153 espèces, 1185 réactions chimiques) a été utilisé.

Ce travail de modélisation cinétique des expériences a permis d'obtenir les résultats ci-dessous :

1. Le temps de séjour dans le canal de refroidissement est faiblement impacté par le niveau de température et de décomposition atteint par le fluide. La variation de 0.020 g.s^{-1} à 0.028 g.s^{-1} n'a pas permis de déceler d'écarts très notables quant aux valeurs de ce paramètre ;

2. Conformément aux expériences, le taux de pyrolyse du carburant est d'autant plus grand que le débit est élevé. En effet, vu que l'augmentation du débit se traduit toujours par une augmentation du flux thermique à la paroi et tandis que le temps de séjour du carburant dans le canal ne varie que très faiblement, l'échauffement du fluide devient alors plus important et sa décomposition plus avancée. Ce résultat très important démontre qu'un circuit régénératif n'est pas assimilable à un échangeur à contre-courant classique pour lequel l'augmentation du débit refroidisseur impose la baisse générale des températures dans le système ;

3. Une relation empirique entre le débit de combustible et le taux de pyrolyse a été développé. Cela ouvre la voie vers une caractérisation simplifiée du mélange alimenté dans la chambre de combustion. Vu que la combustion de ce mélange est fonction de sa composition et, donc, du taux de pyrolyse du carburant, il semblerait alors possible de faire varier le débit de combustible de manière à rechercher un optimum de composition du fluide ;

4. Le taux de pyrolyse du carburant est d'autant plus grand que la pression est grande. Il augmente proportionnellement au carré de cette grandeur pour la plage d'étude considérée. Ce résultat serait à confirmer une fois le domaine supercritique atteint car cet état est généralement plébiscité en refroidissement régénératif pour ses fonctions de dissolution des agrégats carbonés (coke). Cependant, la pyrolyse favorisant le coke, il y a là dans la pression un double rôle qu'il conviendrait de clarifier. De plus, cela positionne la pression comme un paramètre de commande qui soit susceptible de contrebalancer l'effet du débit afin de maintenir le carburant dans une zone de stabilité thermique voulue pour retarder l'apparition de coke ;

5. L'écoulement du fluide dans le canal est turbulent dans une première phase puis laminaire suite à l'augmentation de la viscosité du mélange. Cette observation ne peut être validée expérimentalement mais elle est intéressante car cela prouverait l'impact de la chimie sur le couplage entre les transferts thermiques et de masse dans le fluide qui contrôlent la tenue thermique des parois. Le rôle de la chimie, outre la production de coke, serait ainsi renforcé.

Les informations obtenues grâce à ce travail numérique, conduit en parallèle de l'étude expérimentale, ont amélioré l'interprétation des données recueillies au cours des tests ; ce qui a permis d'atteindre les objectifs définis au début de la présente étude.

D'un point de vue scientifique, les travaux réalisés ici ont donc permis d'obtenir des résultats intéressants et de répondre à des verrous scientifiques identifiés au préalable.

L'originalité du travail réalisé réside dans la mise en place d'un banc de test unique qui permet d'appréhender le couplage combustion – pyrolyse. Selon la bibliographie ouverte, un tel dispositif est le premier du genre. L'étude expérimentale réalisée avec ce banc a donc permis d'accumuler une base de données très importante pour développer par la suite une stratégie de contrôle moteur.

Néanmoins, le travail restant à effectuer à l'issue de cette thèse est encore important :

1. Le régime de combustion (supersonique, flamme de diffusion, ondes de choc, richesse pauvre) dans la chambre ne peut être reproduit facilement en laboratoire et mériterait d'être mieux considéré compte-tenu des conclusions détaillées ici (importance du flux échangé entre gaz chauds et parois de la chambre) ;

2. Dans le canal, l'effet combiné du débit et de la pression (jusqu'ici rarement vue comme un levier de commande possible) serait à davantage étudier pour évaluer dans quelle mesure ce

ne serait plus un mais deux paramètres de commande sur lesquels agir dans l'optique d'une stratégie de contrôle moteur ;

3. Compte-tenu de l'importance de la cinétique chimique (coke, produits visqueux affectant le régime hydraulique d'écoulement), l'utilisation d'un combustible liquide plus proche de ceux utilisés en aéronautique serait souhaitable. Cependant, elle génèrerait des défis supplémentaires (mélange multiphasique dans le canal, génération de spray dans la chambre de combustion) qu'il convient d'anticiper pour être en mesure d'obtenir des résultats qui puissent être analysés, interprétés et exploités ;

4. Le logiciel de pilotage automatique, de surveillance et de mesure qui a été développé pendant la thèse (sous LabVIEW) pourrait désormais être complété par un algorithme de prédiction pour décider de la stratégie à adopter (changement du débit et de la pression).

Bibliographie

1. Fry, R. S., "A Century of Ramjet Propulsion Technology Evolution", Journal of Propulsion and Power, vol. 20, 2004, pp. 27–58.
2. Van Wie, D. M., D'Alessio, S. M., White M. E., "Hypersonic Air breathing Propulsion", Johns Hopkins APL Technical Digest, vol. 26, 2005, pp. 430–436.
3. McClinton, C. R., "High Speed/Hypersonic Aircraft Propulsion Technology Development", 2009.
4. Steelant, J., "Sustained hypersonic flight in europe : First technology achievements within LAPCAT II", 17th AIAA International Space Planes and Hypersonic Systems and Technology Conference, San Francisco, California, April 11-14, 2011.
5. Fleeman, E. L. "Tactical Missile Design", AIAA education series, 2001.
6. Bouchez, M., "Statoréacteur - propulsion aérobie moyenne ou grande vitesse", Technique de l'ingénieur, <http://www.techniques-ingenieur.fr/base-documentaire/mecanique-th7/turbomachines-aeronautiques-42170210/statoreacteur-bm3020/> [Citation : 10 Janvier 2016.]
7. Curran, E. T., "Scramjet Engines: The First Forty Years", Journal of Propulsion and Power, Vol. 17, 2001, pp. 1138–1148.
8. Van Griethuysen, V. J., Glickstein, M. R., Petley, M. R., Gladden D. H., and Kubik, D. L., "High-Speed Flight Thermal Management", Developments in High-Speed Vehicle Propulsion Systems, Progress in Aeronautics and Astronautics, AIAA Education Series, 1996.
9. Boselli, L., Giraudo, T., Massot, A. Talbot, B. "Dual-fuel advanced high speed ramjets", 11th International Space Planes and Hypersonic Systems and Technology Conference, Orleans, France, AIAA, September 29 –October 4, 2002.
10. Falempin, F. H., Salmon, T., Avrashkov, V., "Fuel-cooled composite materials structures - status", 36th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit, Huntsville, Alabama, July 17-19, 2000.
11. Bouchez, M. "Scramjet Thermal Management Scramjets or Dual Mode Ramjets for High Speed Atmospheric Flight", *.-.
12. Anderson, J. "Introduction to flight", McGraw-Hill, 2000.
13. Bouchez, M., "Propulsion aérospatiale - introduction ", Technique de l'ingénieur, <http://www.techniques-ingenieur.fr/base-documentaire/mecanique-th7/turbomachines-aeronautiques-42170210/propulsion-aerospatiale-bm3000/> [Citation : 10 Janvier 2016.]
14. Heiser, W. H. and Pratt, D. T., "Hypersonic Air-breathing Propulsion", Progress in Astronautics and Aeronautics, AIAA Education Series, 1994.

15. Poulain, F., "*Commande d'un véhicule hypersonique à propulsion aérobie : modélisation et synthèse*", Thèse de doctorat, Paris , 2012.
16. Raymer, D., "*Aircraft Design: a conceptual approach*", AIAA Education Series, 1992.
17. Bouchez, M., "*Propulsion aérospatiale- Classification et utilisation de différents systèmes propulsifs*", Technique de l'ingénieur, <http://www.techniques-ingenieur.fr/base-documentaire/mecanique-th7/turbomachines-aeronautiques-42170210/propulsion-aerospatiale-bm3002/> [Citation : 10 Janvier 2016]
18. Falempin, F., Bouchez, M., Salmon, T., Lespade, P., Avrashkov, V. "*An innovative technology for fuel-cooled composite materials structure*" 10th AIAA/NAL-NASDA-ISAS International Space Planes and Hypersonic Systems and Technologies Conference, Kyoto, Japan, April 24-27, 2001.
19. Veraar, R. G., "*Ramjets: Thermal Management - An Integrated Engineering Approach*", NATO Science and Technology Organisation, 2010.
20. Maurice, L., Edwards, T., and Griffiths, J., "*Liquid Hydrocarbon Fuels for Hypersonic Propulsion*", Scramjet Propulsion, Progress in Aeronautics and Astronautics, 2001.
21. Benhamou, P., "*L'histoire de l'aviation pur les nuls.*" Editions First-Gründ, 2010.
22. Cazin, P., "*Statoréacteurs et turboréacteurs français pour la propulsion des missiles*", Revue scientifique et technique de la défense, 1989.
23. Aerospace America, <https://aerospaceamerica.aiaa.org/departments/hypersonics-changing-the-world/> [Citation : 5 avril 2017]
24. Gascoïn, N., Gillard, P., "*Dynamic Study of Coupled Heavy Hydrocarbon Pyrolysis and Combustion*", Combustion Science and Technology, Vol. 184, 2012, pp. 2136–2153.
25. "*Les pépites de l'ONERA - Contributions à l'industrie aérospatiale de la France et de l'Europe*", http://www.onera.fr/sites/default/files/ressources_documentaires/Livret-Pepites-ONERA.pdf [Citation : 28 février 2017]
26. Moule, Y., "*Modélisation et simulation de la combustion dans les écoulements rapides. Applications aux staroréacteur*", Thèse de doctorat, Poitiers : Ecole Nationale Supérieure de Mécanique et d'Aérotechnique, 2013.
27. Tanahashi, M., Sato, M., Shimura, M., Miyauchi, T., "*DNS and combined laser diagnostics of turbulent combustion*", Journal of Thermal Science and Technology, Vol. 3, 2008, pp. 391-398
28. Andreadis, D., Drake, A., Garrett, J. L., Gettinger, C. D., Hoxie, S. S. "*Design considerations of ISTAR hydrocarbon fuelled combustor operating in air augmented rocket, ramjet and scramjet modes*", 11th International Space Planes and Hypersonic Systems and Technology Conference, Orleans, France, AIAA, September 29 –October 4, 2002.

29. Roux, A. "*Simulation aux Grandes Echelles d'un Statoréacteur*", Thèse de doctorat, Toulouse : Institut National Polytechnique, 2009.
30. Nicoud, F., Poinso, T., "*DNS of a channel flow with variable properties*", First International Symposium On Turbulence and Shear Flow Phenomena, Santa Barbara, California, September 12-15, 1999.
31. Huet, M., Giauque, A. "*A nonlinear model for indirect combustion noise through a compact nozzle*", Journal of Fluid Mechanics, Cambridge University Press, Vol. 733, 2013, pp. 268-301.
32. Leyko, M., Moreau, S., Nicoud, F., Poinso, T., "*Waves Transmission and Generation in Turbine Stages in a Combustion-Noise Framework*", 16th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference, Stockholm, Sweden, June 7–9, 2010.
33. Cavalier, J. C., Christin, F., "*Matériaux composites thermostructuraux*", Technique de l'ingénieur, <https://www-techniques--ingenieur-fr.budistant.univ-orleans.fr/base-documentaire/tiaam-archives-plastiques-et-composites/download/a7804/1/materiaux-composites-thermostructuraux.html>. [Citation : 5 avril 2017]
34. Peres, P., Lansalot, J., Bouchez, M., Saunier, E., "*Advanced carbon-carbon injection struts for actual scramjet*", : 7th AIAA Space Plane and Hypersonic Systems and Technology Conference, Norfolk, Virginia, November 18-22, 1996.
35. Johnson, S.J., Adharapurapu, R.R., Pollock, T.M., "*Post-Fabrication Vapor Phase Strengthening of a Nickel-Based Sheet Alloy for Thermo-Structural Panels*", Acta Materialia, Vol. 56, 2008, pp. 4577-4584.
36. Evans, A. G., Zok, F. W., Levi C. G., McMeeking, R. M., Miles, R. M., Pollock, T. M., "*Revolutionary materials for hypersonic flight*", University of California Final Technical Report, 2011.
37. Dauchier, M., Cavalier, J. C., "*Matériaux composites phénoliques ablatifs*", Technique de l'ingénieur, <https://www-techniques--ingenieur-fr.budistant.univ-orleans.fr/base-documentaire/materiaux-th11/materiaux-composites-presentation-et-renforts-42142210/materiaux-composites-phenoliques-ablatifs-am5325/> [Citation : 6 avril 2017]
38. "*Thermal Protection Systems*", NASA's Johnson Space Center, https://www.nasa.gov/centers/johnson/pdf/584728main_Wings-ch4b-pgs182-199.pdf.
39. Launius, R. D., Jenkins D. R., "*Coming Home - Reentry and Recovery from Space*", https://www.nasa.gov/sites/default/files/695726main_ComingHome-ebook.pdf.
40. Gascoïn, N., "*Etude et mesure de paramètres pertinents dans un écoulement réactif*", Thèse de doctorat, Orléans : Université d'Orléans, 2006.

41. Bao, W., Li, X., Qin, J., Zhou, W., Yu, D., "Efficient Utilization of Heat Sink of Hydrocarbon Fuel For Regeneratively Cooled Scramjet", Applied Thermal Engineering, Vol. 33, 2012, pp. 208–218.
42. Sobel, D. R., Spadaccini, L. J., *Hydrocarbon Fuel Cooling Technologies for Advanced Propulsion*. 1997, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 119, pp. 344-351.
43. Taddeo, L., Gascoin, N., Fedioun, I., Chetehouna, K., Lamoot, L., Fau, G., "Dimensioning of automated regenerative cooling: Setting of high-end experiment", Aerospace Science and Technology, Vol. 43, 2015, pp. 350–359.
44. Ulas, A., Boysan, E., "Numerical analysis of regenerative cooling in liquid propellant rocket engines", Aerospace Science and Technology, Vol. 24, 2013, pp. 187-197.
45. Tsujikawa Y., Northam G. B., "Effects of Hydrogen Active Cooling on Scramjet Engine Performance", International Journal of Hydrogen Energy, Vol. 21, 1996, pp. 299-304.
46. Qin, J., Bao, W., Zhou, W. X., Yu, D. R., "Flow and heat transfer characteristics in fuel cooling channels of a re-cooling cycle", International Journal of Hydrogen Energy, Vol. 35, 2010, pp. 7002-7011.
47. Serre, L., Falempin, F., "The French PROMETHEE program on hydrocarbon fueled dual mode ramjet Status in 2001", 10th AIAA/NAL-NASDA-ISAS International Space Planes and Hypersonic Systems and Technologies Conference, Huntsville, Texas, April 24-27, 2001.
48. Feng, Y., Qin, J., Zhang, S., Bao, W., Cao, Y., Huang, H., "Modeling and analysis of heat and mass transfers of supercritical hydrocarbon fuel with pyrolysis in mini-channel", International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 91, 2015, pp. 520–531.
49. Gascoin, N., Gillard, P., Dufour, E., Touré, Y., "Validation of Transient Cooling Modeling for Hypersonic Application", Journal of Thermophysics and Heat Transfer, Vol. 21, 2007, pp. 86-94.
50. Taddeo, L., Gascoin, N., Chetehouna, K., Ingenito, A., Stella, F., Bouchez, M., La Naour, B., "Experimental Investigation of a Fuel Cooled Combustor: Cooling Efficiency and Coke Formation", 21st AIAA International Space Planes and Hypersonics Technologies Conference, Xiamen, China, March 6-9, 2017.
51. Abraham, G., Gascoin, N., Gillard, P., Bouchez, M., "Real-time method for the identification and quantification of hydrocarbon pyrolysis products: Part I. Development and validation of the infrared technique", Journal of Analytical and Applied Pyrolysis, Vol. 91, 2011, pp. 368-376.
52. Gascoin, N., Abraham, G., Gillard, P., Bouchez, M., "Real-time method for the identification and quantification of hydrocarbon pyrolysis products: Part II. Application to

- transient pyrolysis and validation by numerical simulation*", Journal of Analytical and Applied Pyrolysis, Vol. 91, 2011, pp. 377-387.
53. Kanda, T., Masuya, G., Ono, F., Wakamatsu, Y., "*Effect of Film Cooling/Regenerative Cooling on Scramjet Engine Performances*", Journal of Propulsion and Power, Vol. 10, 1994, pp. 618-628.
 54. Löhle, S., Schweikerty, S., Von Wolfersdorf, J., "*Method for Heat Flux Determination of a Transpiration-Cooled Wall from Pressure Data*", Journal of Thermophysics and Heat Transfer, Vol. 30, 2016, pp. 567-572.
 55. Langener, T., Von Wolfersdorf, J., Laux, T., Steelant, J., "*Experimental Investigation of Transpiration Cooling with Subsonic and Supersonic Flows at Moderate Temperature Levels*", 44th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit, Hartford, Connecticut, July 20-23, 2008.
 56. Gascoin, N., "*Etude multi-physique des phénomènes réactifs dans les technologies propulsives aérospatiales*", rapport pour l'obtention de l'Habilitation à diriger des recherches, Orléans : Université d'Orléans, 2009
 57. Gascoin, N., "*High temperature and pressure reactive flows through porous media*", International Journal of Multiphase Flow, Vol. 37, 2011, pp. 24-35.
 58. Hou, L. Y., Dong, N., Sun, D. P., "*Heat transfer and thermal cracking behavior of hydrocarbon fuel*", Fuel, Vol. 103, 2013, pp. 1132–1137.
 59. Chin, J. S., Lefebvre, A. H., "*Influence of Flow Conditions on Deposits from Heated Hydrocarbon Fuels*", Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 115, 1993, pp. 433-438.
 60. Jones, E. G., Balster, W. J., Pickard, J. M., "*Surface Fouling in Aviation Fuels: An Isothermal Chemical Study*", Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 118, 1996, pp. 286–291.
 61. Gascoin, N., Gillard, P., Bernard, S., Bouchez, M., "*Charaterisation of coking activity during supercritical hydrocarbon pyrolysis*", Fuel Processing Technology, Vol. 89, 2008, pp. 1416-1428.
 62. Song, C., Eser, S., Schobert, H. H., and Hatcher, P. G., "*Pyrolytic degradation studies of a coal-derived and a petroleum-derived aviation jet fuel*", Energy & Fuels, Vol. 7, 1993, pp. 234–243.
 63. Spadaccini, L. J., Sobel, D. R., Huang, H., "*Deposit Formation and Mitigation in Aircraft Fuels*", Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 123, 2001, pp. 741-746 .

64. Herbinet, O., Marquaire, P. M., Battin-Leclerc, F., Fournet, R., “*Thermal decomposition of n-dodecane: Experiments and kinetic modeling*”, *Journal of Analytical and Applied Pyrolysis*, Vol. 78, 2007, pp. 419–429.
65. Dahma, K.D., Virkb, P.S., Bounaceur, R., Battin-Leclercd, F., Marquaired, P.M., Fournetd, R., Daniau, E., Bouchez, M., “*Experimental and modelling investigation of the thermal decomposition of n-dodecane*”, *Journal of Analytical and Applied Pyrolysis*, Vol. 71, 2004, pp. 865–881.
66. Rongpei J., Guozhu L., Xiuyan H., Caihua Y., Li W., Xiangwen Z. Zhentao M., “*Supercritical thermal decompositions of normal- and iso-dodecane in tubular reactor*”, *Journal of Analytical and Applied Pyrolysis*, Vol. 62, 2011, pp. 292–306.
67. Frey, F. E., Smith, D. F., “*Thermal Decomposition of Ethane, Ethylene, Propane, and Propylene*”, *Industrial and Engineering Chemistry*, Vol. 20, 1927, pp. 948–951.
68. Tanzana, T., Gardiner, W. C. “*Thermal Decomposition of Ethylene*”, *Combustion and Flame*, Vol. 39, Issue 3, 1980, pp. 241–253.
69. Towell, G. D., Martin, J. J., “*Kinetic data from non-isothermal experiments: Thermal decomposition of ethane, ethylene, and acetylene*”, *AIChE Journal*, Vol. 7, 1961pp. 693–698.
70. Dagaut, P., Boettner, J. C., Cathonnet, M., “*Ethylene pyrolysis and oxidation: A kinetic modeling study*”, *International Journal of Chemical Kinetics*, Vol. 22, 1990, pp. 641–664.
71. Murphy, D. B., Carroll R. W., Klonowski J. E., “*Analysis of Products of High-Temperature Pyrolysis of Various Hydrocarbons*”, *Carbon*, Vol. 35, 1997, pp. 1819-1823.
72. Wua, K. K., Chang, Y. C., Chen, C. H., Chen, Y. D., “*High-efficiency combustion of natural gas with 21–30% oxygen-enriched air*”, *Fuel*, Vol. 89, 2010, pp. 2455–2462.
73. Baukal, C. E., Gebhart, B., “*Heat transfer from oxygen-enhanced/natural gas flames impinging normal to a plane surface*”, *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 16, 1998, pp. 247-259.
74. Baukal, C. E., “*Air-Oxy/Fuel Burners*”, *Industrial Burners Handbook*, Vol. 20, *Industrial Combustion Series*, CRC Press LLC, 2004.
75. Perry, R. H., & Green, D. W., “*Heat Transfer By Convection*”, *Perry's chemical engineers' handbook*, Vol. 2, McGraw-Hill, 2008.
76. “*High Temperature Characteristics of Stainless Steel*”, Nickel Institute, https://www.nickelinstitute.org/~Media/Files/TechnicalLiterature/%20High_TemperatureCharacteristicsOfStainlessSteel_9004_.pdf
77. “*Stainless Steels at High Temperatures*”, British Stainless Steel Association, http://www.bssa.org.uk/cms/File/StainlessSteels_at_HighTemperatures_EN.pdf.

78. Taddeo, L., Gascoïn, N., Fedioun, I., Chetehouna, K., Lamoot, L., Fau, G. Glasgow, "High-End Experiments on Regenerative Cooling: Test Bench Design", 20th AIAA International Space Planes and Hypersonic Systems and Technologies Conference, Glasgow, United Kingdom, July 6-9, 2015.
79. Lage, J. L., "Transport Phenomena in Porous Media : The Fundamental Theory of Flow Through Permeable Media From Darcy to Turbulence", edited by Ingham D. B. and Pop I., Pergamen, 1998.
80. Gascoïn, N., Fau, G, Gillard, P., Kuhn M., Bouchez M., "Comparison of Two Permeation Test Benches and of Two Determination Methods for Darcy's and Forchheimer's Permeabilities", Journal of Porous Media, Vol. 15, 2012, pp. 705-720.
81. Najmi, H., El Tabach, E., Chetehouna, K., Falempin, F., "Effect of Flow Configuration on Darcian and Forchheimer Permeabilities Determination in a Porous Composite Tube", International Journal of Hydrogen Energy, Vol. 41, 2015, pp. 316–323.
82. National Instrument : Aide LabVIEW 2016, <http://zone.ni.com/reference/fr-XX/help/371361N-0114/>
83. Perry, R. H., & Green, D. W., "Thermodynamics", Perry's chemical engineers' handbook, Vol. 4, McGraw-Hill, 2008.
84. Claudel., B., "Propriétés thermodynamiques des fluides", Technique de l'ingénieur, <https://www-techniques--ingenieur-fr.budistant.univ-orleans.fr/res/pdf/encyclopedia/42216210-b8020.pdf>.
85. Peng, D. Y., Robinson, D. B. "A new two constant equation of state", Industrial Engineering and Chemistry Fundamentals, Vol. 15, 1976, pp. 59–64.
86. Coquelet, C., Richon, D., "Propriétés thermodynamiques - Détermination pour les fluides purs", Technique de l'ingénieur, <https://www-techniques--ingenieur-fr.budistant.univ-orleans.fr/res/pdf/encyclopedia/42216210-be8030.pdf>.
87. Rowley, R. L., Wilding, W. V., Oscarson, J. L., Yang, Y., Zundel, N. A., Daubert, T. E., Danner, R. P., "Data Compilation of Pure Chemical Properties", Design Institute for Physical Properties, AIChE, New York, 2007.
88. Le Neindre, B., "Conductivité thermique des liquides et des gaz", Technique de l'ingénieur, <https://www-techniques--ingenieur-fr.budistant.univ-orleans.fr/res/pdf/encyclopedia/42340210-k427.pdf>.
89. Goodwin, D. G., Moffat, H. K., Speth, R. L., "Cantera: An object-oriented software toolkit for chemical kinetics, thermodynamics, and transport processes", Version 2.2.1., 2016.
90. Perry, R. H., & Green, D. W., "Heat and Mass Transfer", Perry's chemical engineers' handbook, Vol. 5, McGraw-Hill, 2008.

91. Padet, J., “Convection thermique et massique - Nombre de Nusselt : partie 1“, Techniques de l'ingénieur <https://www-techniques--ingenieur-fr.budistant.univ-orleans.fr/res/pdf/encyclopedia/42214210-be8206.pdf>
92. Sieder, E. N., Tate, G. E., “*Heat Transfer and Pressure Drop of Liquids in Tubes*”, Industrial and Engineering Chemistry, Vol. 28, 1936, pp. 1429–1435.
93. Mattei, S., “Rayonnement thermique des matériaux opaques“, Techniques de l'ingénieurs, <https://www-techniques--ingenieur-fr.budistant.univ-orleans.fr/res/pdf/encyclopedia/42214210-be8210.pdf>
94. Baukal, C. E., “Heat Transfer”, Industrial Burners Handbook, Vol. 2, Industrial Combustion Series, CRC Press LLC, 2004.
95. Leleu, R., “Transferts de chaleur“, Technique de l'ingénieur, <https://www-techniques--ingenieur-fr.budistant.univ-orleans.fr/res/pdf/encyclopedia/tiajb-j1080-version1.pdf>.
96. Leckner, B., “*Spectral and total emissivity of water vapor and carbon dioxide*”, Combustion and Flame, Vol. 19, 1970, pp. 33–48.
97. Hottel, H.C., Sarofim, A.F., “Radiative Transfer”, McGraw-Hill, New York, 1967.
98. Malkmus W., Thompson A., “*Infrared emissivity of diatomic gases for the anharmonic vibrating-rotator model*”, Journal of Quantitative Spectroscopy and Radiative Transfer, Vol. 2, 1962, pp. 17-39.
99. Ciajolo, A., D’Anna, A., Barbella, R., Tregrossi, A., Violi, A., “*The effect of temperature on soot inception in premixed ethylene flames*”, International Symposium on Combustion, Vol. 26, 1996, pp. 2327–2333.
100. Russo, C., Alfé, M., Rouzaud, J. N., Stanzione, F., Tregrossi, A., Ciajolo, A., “*Probing structures of soot formed in premixed flames of methane, ethylene and benzene*”, Proceedings of the Combustion Institute, Vol. 34, 2013, pp. 1885–1892
101. Mulholland, G. W., Croarkin, C., “Specific extinction coefficient of flame generated smoke”, Fire and Materials, Vol. 24, 2000, pp. 227–230.
102. Harris, S. J., Weiner A. M., “*Soot particle inception and O₂ profiles in a premixed ethylene flame*”, Combustion and Flame, Vol. 66, 1986, pp. 211–214.
103. Blevins, L. G., Pitts, W. M., “*Modelling of bare and aspirated thermocouples in compartment fires*”, Fire Safety Journal, Vol. 33, 1999, pp. 239–259.
104. Brohez, S., Delvosalle, C., Marlair, G., “*A two-thermocouples probe for radiation corrections of measured temperatures in compartment fires*”, Fire Safety Journal, Vol. 39, 2004, pp. 399–411.
105. Pitts W. M., Braun E., Peacock R. D., Mitler H. E., Johnsson E. L., Reneke P. A., Blevins L. G., “Temperature uncertainties for bare-bead and aspirated thermocouple

- measurements in fire environments”, NIST Internal Report , Annual Conference on Fire Research, Gaithersburg, Maryland, November 2-5, 1998.
106. Luo, M., “*Effects of radiation on temperature measurement in a fire environment*”, Journal of Fire Sciences, Vol. 15, 1998, pp. 443–461.
107. Nicolas, X., Tavares, M., Trouette, B., Sommerer, Y., “*Expériences et modèles pour la correction des mesures de température d'air par thermocouple dans un environnement radiatif confiné*”, Congrès français de thermique SFT2015, La Rochelle, May 26-29, 2015.
108. Shannon, K. S., Butler, B. W., “*A Review of Error Associated with Thermocouple Temperature Measurement in Fire Environments*”, 2nd International Wildland Fire Ecology and Fire Management Congress, Coronado Springs Resort, Orlando, Florida November 16-20, 2003.
109. Park, R. M., “*Manual on the Use of Thermocouples in Temperature Measurement*”, ASTM Publications, Philadelphia, 1981.
110. Carvalho J. A., Dos Santos W. F. N., “*Radiation errors in temperature measurements with thermocouples in a cylindrical combustor*”, International Communications in Heat and Mass Transfer, Vol. 17, 1990, pp. 663-673.
111. Smith, J. M., Van Ness, H., Abbott, M. “*Introduction to Chemical Engineering Thermodynamics*” 7th Edition. McGraw-Hill, 2005.
112. Churchill S W, Chu H S., “*Correlating equations for laminar and turbulent free convection from a horizontal cylinder*”, International Journal of heat and mass transfer, Vol. 18, 1975, pp. 1049-1053.
113. Bontemps, A., “*Échangeurs de chaleur- Définitions et principes généraux*”, Techniques de l'ingénieur, [<https://www-techniques--ingenieur-fr.budistant.univ-orleans.fr/res/pdf/encyclopedia/42376210-be9515.pdf>]
114. Kern, D. Q., Process Heat Transfer, McGraw-Hill, 1950.
115. Minvielle, Z., Caney, N., Clément, P., Bandelier, P., Marty, P., Gruss, J. A., Roussel, C., “*Échangeurs de chaleur- Description. Techniques de l'ingénieur*”, <https://www-techniques--ingenieur-fr.budistant.univ-orleans.fr/res/pdf/encyclopedia/42376210-be9516.pdf>.
116. Fakheri, A., “*Heat Exchanger Efficiency*”, Journal of Heat Transfer, Vol. 129, 2007, pp. 1268- 1976.
117. Falempin, F., Serre, L., *French Flight Test Program LEA Status*, NATO Science and Technology Organization, 2010.
118. Ciniviz, M., Salman, M. S., Canlı, E., Köse, H. and Solmaz, Ö., “*Ceramic Coating Applications and Research Fields for Internal Combustion Engines*”, Ceramic Coatings” Applications in Engineering, edited by Feng Shi, InTechOpen, 2012.

119. Gascoin, N., Abraham, G. and Gillard, P., “*Thermal and hydraulic effects of coke deposit in hydrocarbon pyrolysis process*”, 17th AIAA International Space Planes and Hypersonic Systems and Technologies Conference 2011, San Francisco, California, April 11 - 14, 2011.
120. Sicard, M., Raepsaet, B., Ser, F., Masson, C., “*Thermal Decomposition of a Model Endothermic Fuel*”, 14th AIAA/AHI Space Planes and Hypersonic Systems and Technologies Conference Canberra, Australia, 2006.
121. Edwards, T., DeWitt, M.J., Shafer, L., Brooks, D., Huang, H., Bagley, S.P., Oña, J.O., Wornat, M.J., “Fuel composition influence on deposition in endothermic fuels”, 14th AIAA/AHI Space Planes and Hypersonic Systems and Technologies Conference, Canberra, Australia, 2006.
122. Ziegler-Devin, I., Fournet, R., Marquaire, P.M., “*Pyrolysis of Propane for CVI of Pyrocarbon Part III: Experimental and Modeling Study of the Formation of Pyrocarbon*”, Journal of analytical and applied pyrolysis, Vol. 79, 2007, pp. 268–277.
123. Cai, H., Krzywicki, A., Oballa, M.C., “*Coke formation in steam crackers for ethylene production*” Chemical Engineering and Processing , Vol. 41, 2002, pp. 199–214.
124. Seinfeld, J. H., Pandis, S., “*Atmospheric Chemistry and Physics: From Air Pollution to Climate Change*”, John Wiley & Sons Inc., 2006.
125. McCarty, J.G., Hou, P.Y., Sheridan, D., Wise, H. Albright, L. F., Baker, R. T. K., “*Coke Formation on Metal Surfaces*”, Lawrence P. Bevy Editor , Washington, 1982.
126. Kee, R. J., Grcar, J. F., Smooke, M. D., Miller, J. A. and Meeks, E., “*CHEMKIN : A General Purpose, Problem-Independent, Transportable, Fortran Chemical Kinetics Code Package*, Technical Report SAND89-8009, Sandia National Laboratories, 1980.
127. ANSYS Chemkin Theory Manual 17.0 Reaction Design: San Diego, 2015
http://www.ems.psu.edu/~radovic/ChemKin_Theory_PaSR.pdf.
128. Daniau, E., Bouchez, M., Gascoin, “*Scramjet Active Cooling Analysis Using n-dodécane as a Generic Endothermic Fuel*”, Thermochemical Processes in Plasma Aerodynamics, N. St. Petersburg, Russia, July 12 – 14, 2004.
129. Levenspiel, O., “*Chemical Reaction Engineering*” John Wiley & Sons, New York, 1999.
130. Villiermaux, J., “*Réacteurs chimiques - Principes*“, Techniques de l'Ingénieur, <http://www.techniques-ingenieur.fr/res/pdf/encyclopedia/42330210-j4010.pdf>.
131. Pinheiro Torres, A., Oliveira, F. A. R., Fortuna, S. P., “*Residence Time Distribution of Liquids in a Continuous Tubular Thermal Processing System: Part I: Relating RTD to Processing Conditions*” Journal of Food Engineering, Vol. 35, 1998, pp. 147 – 163.

132. Taylor, G., “*The Dispersion of Matter in Turbulent Flow Through a Pipe*”, Proceedings of the Royal Society of London, Vol. 223, 1954, pp. 446 – 468.
133. Levenspiel, O., “*Longitudinal Mixing of Fluids Flowing in Circular Pipes*”, Industrial Engineering Chemistry, Vol. 50, 1958, pp. 343 – 349.
134. Grolleau, E., “Introduction à LabVIEW - Premiers pas vers l’expérienc“, 2008, <http://www.lisi.ensma.fr/>.
135. LabVIEW User Manual, National Instruments Corporate Headquarters - Worldwide Technical Support and Product Information, 2003, <http://www.ni.com/pdf/manuals/320999e.pdf>.
136. Reid, R. C., and Sherwood, T. K., “The properties of Gases and Liquids”, McGraw-Hill, New York, 1966.
137. Elliot, R., and Watt. H., “*Diffusion of some Hydrocarbons in Air: a Regularity in the Diffusion Coefficients of a Homologous Series*” Canadian Journal of Chemistry, Vol. 50, 1972, pp. 31 - 34.

Annexes

Annexe A.1 : composition des bouteilles d'éthylène et d'air

Les compositions du carburant (i.e. l'éthylène) et du comburant (i.e. l'air synthétique) utilisées pour la réalisation des différentes expériences sont présentées dans cette annexe A.1.

Gaz	X_{mol}
C ₂ H ₄	0,998
CO ₂	< 30 PPM
O ₂	< 300 PPM
N ₂	< 1500 PPM
H ₂ O	< 50 PPM
H ₂	< 50 PPM
S	< 2 PPM

Tableau 28. Composition de l'éthylène utilisé pour la réalisation des expériences au cours de l'étude expérimentale

Gaz	X_{mol}
CO ₂	< 100 PPB
CO	< 100 PPB
O ₂	20,9
N ₂	79,1
H ₂ O	< 500 PPB
NO _x	< 10 PPB
SO ₂	< 10 PPB

Tableau 29. Composition de l'air utilisé pour la réalisation des expériences au cours de l'étude expérimentale

Annexe A.2 : publication détaillant le travail de conception et dimensionnement du dispositif expérimental

Aerospace Science and Technology 43 (2015) 350–359



Contents lists available at ScienceDirect

Aerospace Science and Technology

www.elsevier.com/locate/aescte



Dimensioning of automated regenerative cooling: Setting of high-end experiment



L. Taddeo^{a,*}, N. Gascoin^a, I. Fedioun^b, K. Chetehouna^a, L. Lamoot^a, G. Fau^a

^a INSA Centre Val de Loire, PRISME, 88 boulevard Lahitolle, 18000 Bourges, France

^b CNRS ICARE, Avenue de la recherche, 45100 Orléans, France

ARTICLE INFO

Article history:

Received 31 October 2014

Received in revised form 15 February 2015

Accepted 18 March 2015

Available online 24 March 2015

Keywords:

Regenerative cooling

Hydrocarbon fuel pyrolysis

Ramjet engine cooling efficiency

Energy saving strategies

Lab scale testing

ABSTRACT

Regenerative cooling is widely used in high-pressure and high-thrust fuel-cooled rocket engines, also suitable for hypersonic structures. The propellant duality in terms of functions (fuel and coolant) makes the thermal and combustion management quite challenging. Dynamics of the system must be studied to develop regulation and control strategies which should be performed with a response time lower than the lowest characteristic time found in supersonic combustion ramjets, i.e. about 1 ms. The present work aims at setting experiments at lab scale by simplifying the additional difficulty of supersonic flow, to determine appropriate regulation dynamics for latter model and control developments. A combustion chamber was dimensioned with similitude rules in terms of heat flux density, conversion rate, chemical compositions, dynamics. Computational Fluid Dynamics and analytical calculations were developed to dimension the experimental bench. It was found that a pyrolysis rate up to 100% can be obtained using ethylene as fuel at 50 bar and 1200 K and with a residence time of about 100 s. Combustion with air (adiabatic flame temperature up to 2400 K) will provide the required heat flux density. The operating range in terms of fuel pressure (10–50 bar), of fuel mass flow rates (50–100 mg s⁻¹) and of equivalence ratio (0.8 to 1.0) have been certified.

© 2015 Elsevier Masson SAS. All rights reserved.

1. Introduction

Hypersonic flight (over Mach 5) is a very attractive technology, especially in terms of flight time reduction. Its most peculiar features, i.e. high velocity and long-distance utilization, fit to various technological applications, like air launched strike weapons, space transport vehicles, ground launched satellite [1–4].

Hydrogen and hydrocarbons propelled hypersonic flights are expected to be achieved in the coming years by Supersonic Combustion Ramjet (SCRamjet) engines [5]. This kind of air-breathing engines use the vehicle forward motion to compress incoming air, without any rotary compressor.

SCRamjet suffers from two main problems:

1. High temperature values in combustion chamber. Maximum total temperature can achieve values as high as 4500 K [5]. That determines a dramatic heat load toward the inner wall of the engine (up to 25 MW m⁻²) [4,6,7], that even composite materials cannot withstand.

2. Low time allocated for combustion. Reactants (fuel-oxidizer) residence time in the combustion chamber is of about 1 ms [8]. Because of the high values of ignition delay times for liquid hydrocarbons, that raises difficulties for the combustion process to be regularly carried out [5,7]. This point is crucial. In fact, the development of an effective combustion process requires the presence in the injected propellant of species whose ignition delay times are low enough to ignite in few tenth of ms. Considering the temperatures achieved by the compressed air entering the combustion chamber, when a kerosene is used this goal is very hard to fulfill [9,10]. A solution would be to develop a longer combustor, but that would increase cooling channels pressure drop and determine a lower L/D efficiency [11].

Regenerative cooling is one of the most widely applied cooling techniques in liquid propellant rocket engines [12,13]. Many studies, particularly numerical, have already been performed on it. It has proven to be a suitable and effective solution for both problems 1) and 2) for hydrocarbon-fuelled vehicles [14,15]. Fuel acts as a coolant, flowing through cooling channels located between the inner and the outer wall of the engine, before being injected into the combustion chamber. A counter-flow heat exchange between a

* Corresponding author. Tel.: +33 758422823.

E-mail addresses: lucio.taddeo@insa-cvl.fr (L. Taddeo), nicolas.gascoin@insa-cvl.fr (N. Gascoin).

Nomenclature

c_p	heat capacity
D	diameter
ΔP	pressure drops
$\Delta H_{dec fuel}$	enthalpy of decomposition of fuel
$\Delta H_{comb fuel}$	enthalpy of combustion of fuel
$ER_{e/a}$	equivalence ratio of ethylene and air
E	energy
F	view factor
g	gravitational acceleration
H	height
h	convective heat transfer coefficient
K_D	Darcy's permeability
K_F	Forchheimer's permeability
k_{ther}	thermal conductivity
l	cooling channel length
L_d	porous disks thickness
\dot{m}	mass flow rate
Q	volumetric flow rate
S_d	porous disks cross section
S_w	combustion chamber wall surface
t	time

T temperature

Greek symbols

ε_e	burned gases emissivity
Φ	heat flux density
μ	dynamic viscosity
ρ	density

Subscripts

burned gases	combustion products
combustor	combustion chamber
cool channel	cooling channel
exit	combustion chamber exit
external	cooling channel side
fuel	fuel (<i>n</i> -dodecane/ethylene)
in	cooling channel entrance
internal	combustion chamber side
out	cooling channel exit
oxid	oxidizer (air)
wall	combustion chamber wall

liquid or supercritical domain (fuel) and a gaseous domain (burned gases) is thus established. The possibility of exploiting regenerative cooling when non-hydrocarbon fuels are used has also undergone numerical investigations. Hydrocarbons are preferred for flight whose Mach number is under 8 [16].

When heated above 800 K, any hydrocarbon propellant undergoes pyrolysis. The endothermic behavior of the chemical reactions enhances its cooling capacity (corresponding to a chemical heat sink of about 1–1.5 MJ kg⁻¹, being 3–4 MJ kg⁻¹ the sensible heat sink [17]). The authors use the expression “chemical heat sink” to indicate the amount of heat absorbed by the fuel allowing the decomposition chemical reactions to occur, while they use the expression “sensible heat sink” to indicate the amount of heat absorbed by the fuel allowing its temperature to rise. The complex chemistry of light and heavy hydrocarbon fuels pyrolysis has already been object of studies [18], especially in the petro-chemical fields. Pyrolysis phenomena generate many species like hydrogen and light hydrocarbons (ethane, ethylene, acetylene, etc.) whose ignition delay times are very low when compared to the initial heavy fuel. That allows the combustion process to get completely realized in the combustion chamber, thus improving the rocket engine performance. A major challenge associated to the dual function of the fuel (coolant and fuel) is to provide a regulation strategy which could be compatible with the dynamics of the supersonic vehicles [5]. In fact, increasing fuel mass flow rate may not conduct to a thrust increase because in correspondence of fuel injection raise, heat load available to pyrolyse the fuel could remain constant. Only transient evolution of heat load through the structure could provide more energy to pyrolyse the increased incoming fuel mass flow. This is a strongly transient, coupled and multiphase topic. This negative loop is illustrated in Fig. 1. It can also be noticed that controlling the thrust should be done with response times lower than 1 s (which corresponds to a traveled distance of 1 km at Mach 5).

The strong coupling between pyrolysis and combustion makes system control and thermal management a very harsh task. The impact of the most important operating parameter, i.e. fuel mass flow rate, on the engine thrust is still not clear. A further complication is the strong transient nature of these coupled phenomena in on-board application [5]. In addition, side effects like cooling chan-

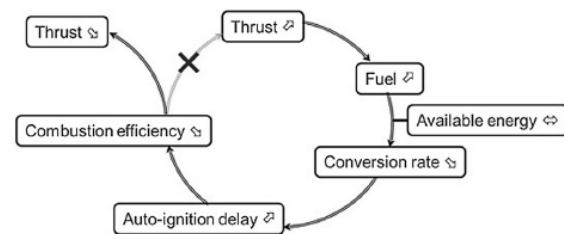


Fig. 1. Fuel mass flow rate increase: negative loop in terms of thrust variation.

nels blockage can be found, as fuel pyrolysis also originates coke deposits, which can stick to the wall of the channels [18–20]. That raises serious concerns because of two possible consequences:

1. A decrease in the cooling capacity of system.
2. The danger for the cooling channels to be jammed by coke.

In this sense many studies have been performed, like the COMPARE program developed by MBDA-France and by the University of Orleans [3,4], aimed at identifying, by both a numerical and an experimental analysis of the system, how the already mentioned operating parameter (fuel mass flow rate) interferes with pyrolysis-combustion coupling. A numerical code, the so-called RESPIRE code, able to simulate hypersonic vehicles regenerative cooling realized using a hydrocarbon liquid propellant, was developed and the dynamics of the coupled phenomena were determined. This program has highlighted the complexity of the matter, emphasizing the necessity of an empirical analysis of the system. The on-going activity is now focused on the implementation of a coupled experiment (fuel pyrolysis in cooling channels + fuel consumption in combustion chamber) to verify and validate the numerically acquired knowledge and particularly the dynamics of the phenomena. This step is necessary for a latter development of on-board regulation strategies (thermal management + thrust control).

The present work aims at setting up a remotely controlled experimental test bench suitable for the empirical analysis of pyrolysis-combustion coupling, by considering subsonic combus-

tion as a first step to limit the test facility requirements. To do that, pre-dimensioning of combustion chamber and cooling channels (geometry, dimensions, operating conditions) has been performed by means of numerical simulations. ANSYS FLUENT CFD software has been used. Turbulence has been modeled by using $k-\epsilon$ model, with wall-functions near wall treatment. Additional analytical calculations have been developed following similitude rules in order to predict the dynamics of the bench.

This quite original approach will contribute to set up high-end experiments which will assure an improvement in the knowledge of the scientific and engineering community.

2. Materials and methods

2.1. Experimental test bench dimensioning: CFD models and assumptions

The purpose of the authors being to dimension and build up an experimental test bench allowing to study regenerative cooling in SCRamjet engines, Computational Fluid Dynamics calculations were performed. The numerical simulation of the cooling channel and of the combustion chamber was realized by using ANSYS FLUENT CFD software. As initially experiments will be done by employing gaseous propellants, the authors decided to perform CFD calculations with ethylene as fuel.

On the basis of empirical estimations and data that can be found in literature, referring to cases characterized by similar fluid dynamics, turbulent conditions are expected into the combustion chamber. So, to simulate fluid flow, in this work the choice fell on the standard $k-\epsilon$ model (class of Reynolds Averaged Navier Stokes – RANS – turbulence models). That was justified by the fact that $k-\epsilon$ model is found in the established practice for this specific class of problems and because of the expected level of accuracy and the available computational resources [8,21]. Ethylene pyrolysis was modeled on the basis of the studies of Koyo Norinaga and Olaf Deutschmann [22,23], which proposed a detailed chemical kinetic-modeling approach to light hydrocarbons pyrolysis in absence of oxygen. The reaction mechanism that they developed does not consider the formation, starting from benzene, of heavier hydrocarbons (both in form of molecules, like PAH, and particles, like coke). Therefore, it probably leads to an underestimation of the heat absorbed by propellant decomposition.

2.2. Geometry and dimensions estimated by CFD analysis

The scheme of the combustion system is represented in Fig. 2. The cooling channels typical of regenerative cooled ramjets are recreated by means of a rolled-up stainless steel tube which will pass through the combustion chamber, entering from the top and exiting from the bottom. This configuration, which will allow the fuel flowing through the tube to exchange heat, both by convection and radiation, with the burned gases, corresponds to that of a counter-flow heat exchanger. An insulation blanket, made up of a ceramic refractory, will be wrapped around the combustor, to facilitate the heating of the ethylene passing through the rolled-up tube. The flame is positioned right at the center of the combustion chamber. Combustion is operated at ambient pressure and so the propellant, that is in supercritical condition at the exit of the helix-like tube, with a pressure of 50 bar, must be depressurized before being injected into the burner. To do that, a nozzle-like device, placed in correspondence of the cooling channel exit from the combustor, will be used. That will permit to get combustion at ambient pressure.

Estimation of the following parameters was expected from CFD results: height and diameter of the combustor, length and diameter of the rolled-up stainless steel tube, heat flux density from the

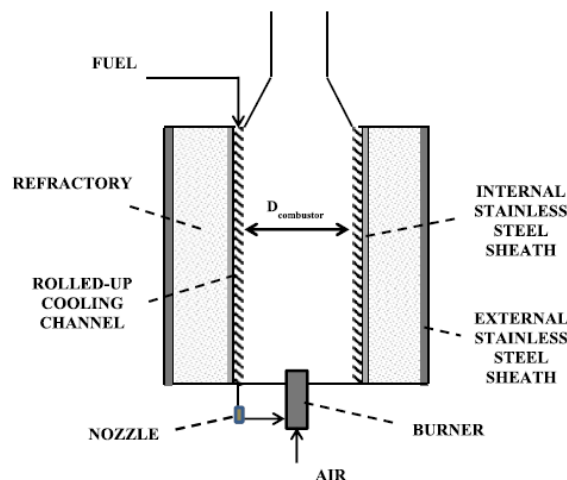


Fig. 2. Combustion chamber scheme.

burned gases to the fuel, fuel and oxidizer mass flow rates, and maximum wall temperature in the combustor. A basic aim is to get fuel conversion at the cooling channel outlet over 50% wt. and temperatures achieved by all components under 1400 K. Temperature of the fuel flowing into the cooling channel was also expected to be derived from CFD analysis. Due to the ambiguity still existing on data concerning supercritical fluids properties, a degree of uncertainty of 5–10% is expected.

The computational domain adopted to perform CFD calculations on the combustion chamber considered 2-D axisymmetric assumptions as shown in Fig. 3.

Considering the aims of the authors, who do not wish to get into the details regarding heat/mass transfer, but just qualitatively compute the overall test bench, the near-wall region has been solved by using the wall-functions approach. For engineering purpose, this approach saves computational resources, as the viscosity affected near wall region does not need to be solved.

The meshes used in this works are uniform grids (Fig. 4), with a number of cells which is a function of the combustor diameter and which varies from 52 400 to 62 400.

Three different combustion chamber diameters $D_{\text{combustor}}$ have been taken into account, respectively 8 cm, 10 cm and 12 cm. Three different values of ethylene to air equivalence ratio $ER_{e/a}$ have been considered, respectively 0.8, 0.9 and 1.0, to move from a lean to a stoichiometric combustion (lean combustion is expected on-board on hypersonic vehicles). Operating in lab conditions, fuel mass flow rate will be maintained constant (0.1 g s^{-1}) for safety reasons. To simulate $ER_{e/a}$ variations, air mass flow rate was varied, from 1.47 g s^{-1} (stoichiometric combustion, $ER_{e/a} = 1.0$) to 1.84 g s^{-1} ($ER_{e/a} = 0.8$). Grid independence was verified by the authors. For each combustor diameter value (8, 10, 12 cm), they considered three different grids with three different numbers of cells. For example, when a diameter of 8 cm was considered, the authors ran their CFD simulations by using three different computational domains of respectively 40 400, 46 400 and 52 400 cells. As the results did not significantly differ when passing from the second one to the third one, they assumed the 52 400 cells computational domain to produce reliable results. The same working method was adopted in the other cases (diameter respectively of 10 cm and 12 cm).

The flame was simulated by means of an axisymmetric jet of water vapor H_2O , carbon dioxide CO_2 and nitrogen N_2 , with a diameter of 2 cm, whose composition and temperature were those

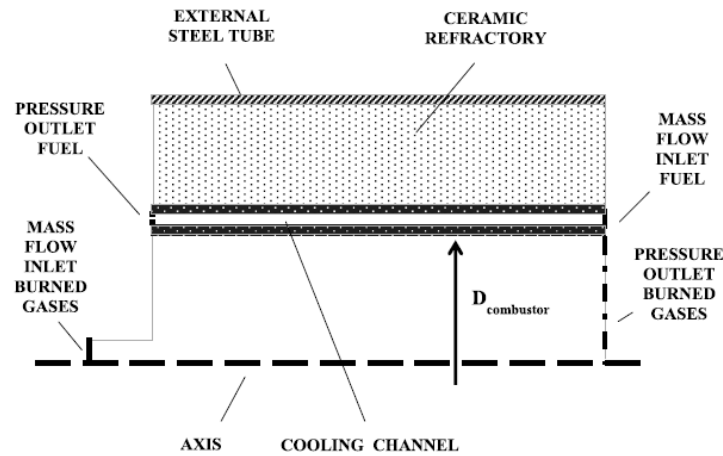


Fig. 3. Configuration of the CFD computational domain.

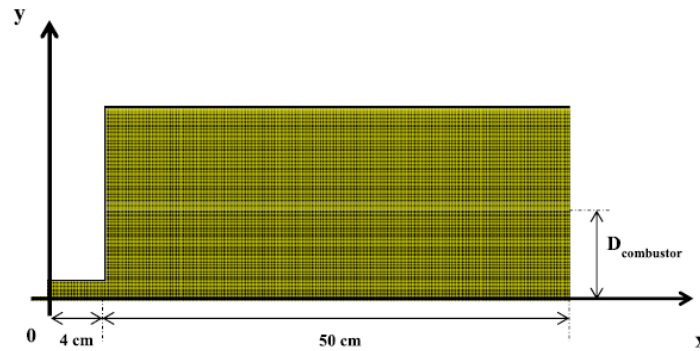
Fig. 4. Case $D_{\text{combustor}} = 8$ cm, general view of the grid.

Table 1
Authors-defined physical properties of stainless steel tubes and ceramic refractories blanket.

	ρ (kg m^{-3})	c_p ($\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$)	k_{ther} ($\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$)
Stainless steel	8030	502.48	16.27
Refractory	128 [24]	1030	0.33

resulting from the complete adiabatic combustion of the reactants in correspondence of a precise value of the equivalence ratio $ER_{e/a}$. Obviously, the composition of the injected jets varied as a function of $ER_{e/a}$. The initial temperature of the fuel/oxidizer mixture was set at 400 K.

Gases properties were defined as polynomial functions of temperature. The properties both of the stainless steel tubes and of the ceramic refractories blanket, i.e. density, thermal conductivity and heat capacity, were defined by the authors. Many simulations were realized by taking into account the effect of temperature on the thermal conductivity k and of specific heat c_p of both stainless steel and insulant. It has been demonstrated that the effects of temperature-dependence of materials properties on the results is of minor importance (the change of temperatures achieved by all components do not exceed 5%). Consequently, the material properties were considered as constants, their values having being defined in correspondence of a temperature of 850 K, falling between the lowest (300 K) and the highest (1400 K) expected in the computational domain. They are reported in Table 1.

The temperature of the external stainless steel casing was set to 300 K. The Navier–Stokes equations were solved in axisymmetric configuration. Boundaries conditions have been imposed as follows (Fig. 3):

- 1 Mass Flow Inlet at the entrance of the reacting mixture in the burner and at the entrance of the fuel in the helix-like stainless steel tube.
- 2 Pressure Outlet at the exit of the burned gases from the burner and of the exit of the fuel from the helix-like stainless steel tube.
- 3 Wall in correspondence of all the other surfaces.

2.3. 0-D analytical calculations for dynamics characterization in case of liquid fuel

In addition to CFD simulations, analytical calculations were performed on the configuration of Fig. 5, with the aim of providing a first insight into heat transfer orders of magnitude and into system dynamics. This analytical study was realized by considering *n*-dodecane as fuel, as literature concerning *n*-dodecane pyrolysis at high pressure is very wide and its validity has also been experimentally verified [25–33,10]. Reaction enthalpies of 42 MJ kg^{-1} ($\Delta H_{\text{comb fuel}}$) and of 1.43 MJ kg^{-1} ($\Delta H_{\text{dec fuel}}$) were respectively considered for *n*-dodecane combustion and *n*-dodecane pyrolysis decomposition. A combustion chamber external surface S of 400 cm^2 , a thickness of the wall separating the burned gases and the fuel of

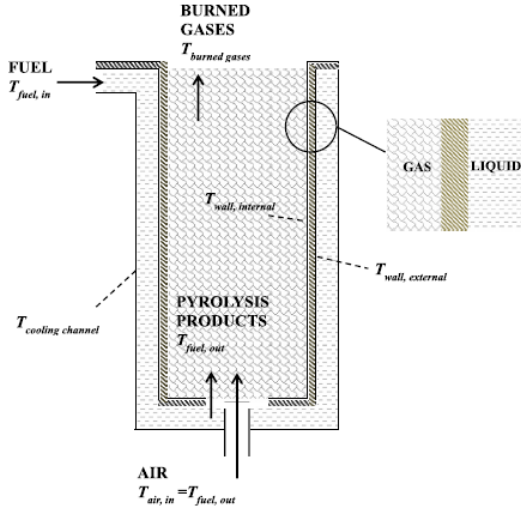


Fig. 5. Scheme of the system considered to perform analytical calculations.

2 mm, a fuel pressure of 3 MPa were chosen. Stoichiometric combustion was considered. Three domains were defined: a liquid domain (fuel), a solid domain (combustor wall) and a gaseous domain (burned gases). Cooling channel wall temperature $T_{cooling\ channel}$ was assumed to be the same of fuel entering into it ($T_{fuel, in}$) and to coincide with ambient one. Air was supposed to be injected into the combustion chamber at the same temperature of the fuel entering it ($T_{fuel, out}$).

Heat transfer within the fuel (liquid domain) was modeled with the following equations:

$$\Phi_{fuel, convective} = \Phi_{fuel, sensible} + \Phi_{fuel, chemical} \quad (1)$$

$$\Phi_{fuel, convective} = h_{fuel} S (T_{wall, external} - T_{fuel, in}) \quad (2)$$

$$\Phi_{fuel, sensible} = \dot{m}_{fuel} c_{p, fuel} (T_{fuel, out} - T_{fuel, in}) \quad (3)$$

$$\Phi_{fuel, chemical} = \dot{m}_{fuel} \Delta H_{dec, fuel} \quad (4)$$

$\Phi_{fuel, convective}$, $\Phi_{fuel, sensible}$ and $\Phi_{fuel, chemical}$ represent respectively the convective, the sensible and the chemical heat fluxes absorbed by the fuel, the latter deriving from the endothermic behavior of pyrolysis reactions.

Heat transfer within the combustion chamber wall (solid domain) was modeled with the following equations:

$$\begin{aligned} \Phi_{wall, conductive} &= \Phi_{burned\ gases, convective} + \Phi_{burned\ gases, radiative} \\ &= \Phi_{fuel, convective} \end{aligned} \quad (5)$$

$$\begin{aligned} \Phi_{burned\ gases, convective} \\ &= h_{burned\ gases} S (T_{burned\ gases} - T_{wall, internal}) \end{aligned} \quad (6)$$

$$\begin{aligned} \Phi_{burned\ gases, radiative} \\ &= \sigma \epsilon_{burned\ gases} S F (T_{burned\ gases}^4 - T_{wall, internal}^4) \end{aligned} \quad (7)$$

$\Phi_{wall, conductive}$, $\Phi_{burned\ gases, convective}$ and $\Phi_{burned\ gases, radiative}$ represent respectively the conductive heat flux passing through the combustion chamber wall, directed from the burned gases to the pyrolyzing propellant, the convective and the radiative heat fluxes released by the burned gases.

Heat transfer within the burned gases (gaseous domain) was modeled with the following equations:

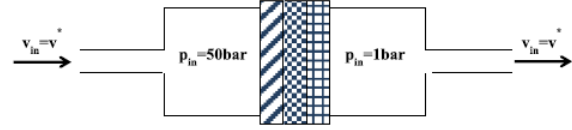


Fig. 6. Schematic of the nozzle that will be inserted along the line carrying the fuel to the burner.

$$\begin{aligned} \Phi_{burned\ gases} &= \Phi_{burned\ gases, convective} + \Phi_{burned\ gases, radiative} \\ &\quad + \Phi_{burned\ gases, loss} \end{aligned} \quad (8)$$

$$\Phi_{burned\ gases} = \dot{m}_{fuel} \Delta H_{comb, fuel} \quad (9)$$

$$\Phi_{burned\ gases, loss} = 0.20 \Phi_{burned\ gases} \quad (10)$$

$\Phi_{burned\ gases}$ and $\Phi_{burned\ gases, loss}$ represent respectively the total heat flux generating from fuel combustion and the amount of it lost with the flue gases exiting from the combustor.

Heat transfer coefficients h_{fuel} and $h_{burned\ gases}$ were respectively assumed to be equal to $50\text{ W m}^{-2}\text{ K}^{-1}$ and $200\text{ W m}^{-2}\text{ K}^{-1}$ [34]. The view factor F was supposed to be 1. The results of the above mentioned analytical calculations are reported in Section 3.2.

2.4. Nozzle design for pressure decrease

Being the intention of the authors to carry out combustion at ambient pressure, a specific system for decreasing the pressure of the fuel injected into the burner is required. In fact ethylene flowing into the cooling channel is expected to be at high pressure (50 bar) and possibly at supercritical state. Therefore a nozzle-like device was designed. It is made of an external steel casing (Fig. 6) able to sustain high pressures and high temperatures in which several stainless steel porous disks are inserted with decreasing porosity and permeability. Depending on the characteristics of the flow and of the porous media, pressure drops can be estimated by Darcy's law or Brinkman's law [19].

Darcy's law supposes a laminar flow and is valid for Reynolds number less than 1, but the upper limit can be extended up to 10 [35]. It can be written as:

$$-\frac{dp}{dx} = \frac{\mu}{K_D} v \quad (11)$$

or in the vector form:

$$-\nabla p = \frac{\mu}{K_D} v \quad (12)$$

where ∇p is the pressure gradient, K_D is Darcy's permeability, μ the fluid viscosity and v the fluid superficial velocity. If an external body force \bar{f} is present, Darcy's law can be extended as:

$$-\nabla p + \bar{f} = \frac{\mu}{K_D} v \quad (13)$$

In applications where fluid velocities are low, Darcy's law well describes the fluid transport in porous media. However, in applications where fluid velocities are high, Darcy's law usually departs from measurements considerably. Thus, it should be completed by an additional term, representing the kinetic energy of fluid. This way we obtain the so-called Brinkman's law:

$$-\nabla p + \bar{f} = \frac{\mu}{K_D} v + \rho \frac{v^2}{K_F} \quad (14)$$

This added term is often referred to as the Forchheimer term in literature. K_F is Forchheimer's permeability, ρ is the fluid density [36,37]. The succession of porous media also enables getting coke

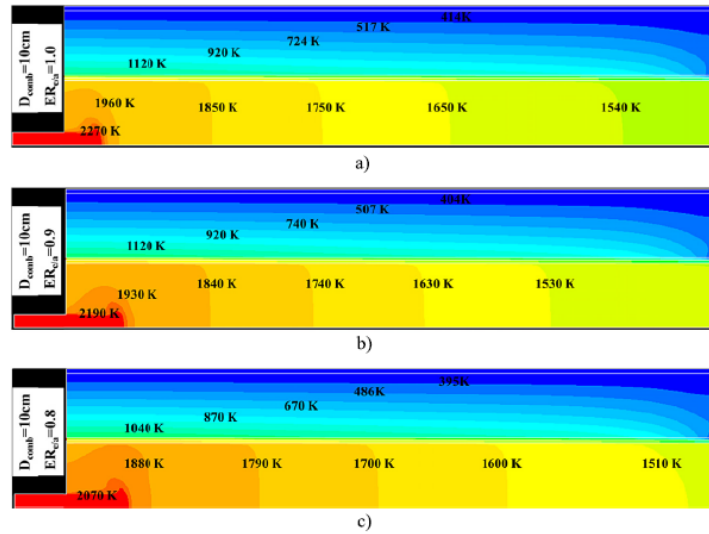


Fig. 7. Temperature contours in the computed domain for a combustor diameter of 10 cm and an ER_{e/a} of 1.0 (a), 0.9 (b) and 0.8 (c).

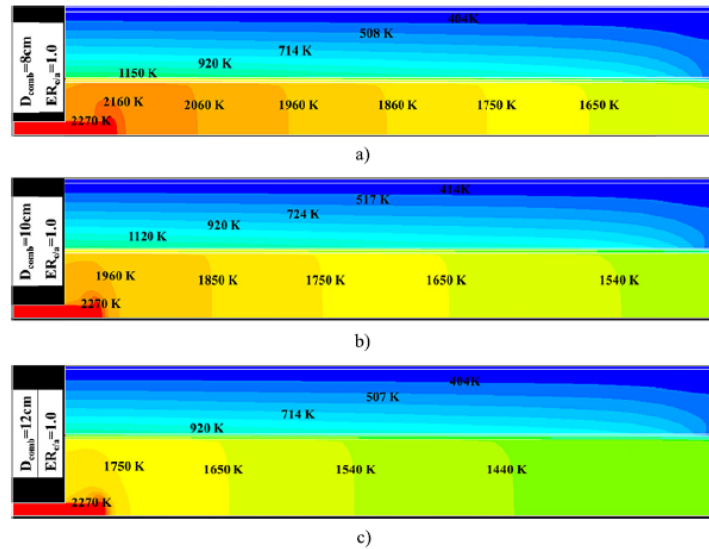


Fig. 8. Temperature contours in the computed domain for an ER_{e/a} of 1.0 and a combustor diameter of 8 cm (a), 10 cm (b) and 12 cm (c).

particles and separating them as a function of their granulometry for a subsequent estimation of the coking and blocking effect which are typical of pyrolysis through porous media [19].

Knowing fuel mass flow rate and the porous media characteristics, pressure drops can be estimated through each porous media by Darcy's law or Brinkman's law.

3. Results and discussion

System dimensioning consists mainly in choosing the optimum diameter of the combustor. To summarize, on the basis of the above exposed considerations, the choice must be based on:

1. The maximum temperature achieved by the fuel: ethylene pyrolysis requires temperature as high as 1200 K [22–24];

2. The temperature achieved by the helix-like stainless steel tube: 316L stainless steel can not be exposed to temperature over 1400 K [38,39].

The second parameter is crucial, as at too high temperatures the mechanical properties of the stainless steel dangerously decline [39].

3.1. Temperature fields and heat flux of burned gases and fuel

Temperature distributions for the different values of combustor diameter $D_{combustor}$ and of the equivalence ratio ER_{e/a} were evaluated. Temperature contours are reported in Fig. 7 for $D_{combustor} = 10$ cm and in Fig. 8 for ER_{e/a} = 1.0. Results show that temperatures rate of decrease is higher on the edge the burner.

Table 2
Trend of adiabatic flame temperature of burned gases in function of the temperature of ethylene injected in the burner.

$T_{ethylene}$ (K)	$T_{ethylene+air}$ (K)	$T_{adiabatic}$ (K)
300	300.0	2370.4
400	311.0	2374.9
500	325.1	2380.6
600	341.1	2387.1
700	358.5	2394.4
800	376.8	2401.6
900	395.6	2408.9
1000	414.7	2416.9

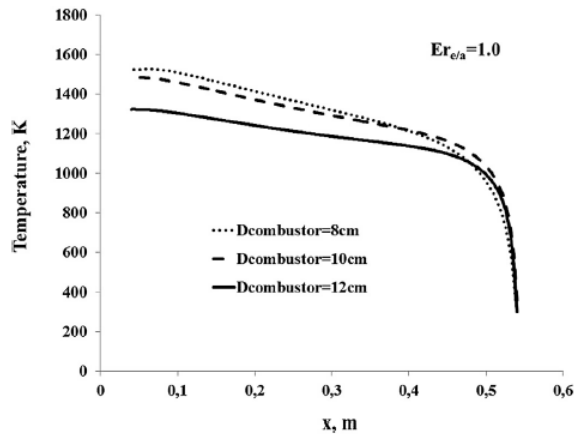


Fig. 9. Ethylene temperature profiles along the cooling channel for $ER_{e/a} = 1.0$ (as a function of combustor diameter).

Table 2 reports the maximum temperature achieved by the burned gases as a function of burned ethylene temperature (when $ER_{e/a} = 1.0$). The low value of fuel to oxidizer mass flow ratio (about 1/15) renders the effect of fuel heating on combustor temperatures quite small. As a practical consequence for the mock-up, the nozzle device expected to decrease the fuel pressure to ensure atmospheric combustion does not require to be heated. Its cooling effect on the fuel flow (due to its high thermal inertia) will not significantly affect flame temperature inside the combustor.

Fig. 9 shows the results of numerical analysis for $ER_{e/a} = 1.0$, in dependence of $D_{combustor}$ values, for the temperatures achieved by the ethylene flowing as coolant into the rolled-up tube. All the other parameters (fuel jet features, materials properties, boundary conditions) are kept as constant.

For a given value of $ER_{e/a}$, diameter decrease determines a general raise in ethylene temperatures along the cooling channel. In fact, the further the combustor diameter increase, the further the density of both convective and radiative heat flux from the burned gases to the rolled-up channel eases off. It is worth noting that ethylene temperatures found at cooling channel exit inevitably overestimate those the fuel would achieve in real operation, as the numerical analysis only partially takes into account the enhancement of fuel cooling capacity due to pyrolysis endothermic behavior (see Section 2.1). To better highlight the effect of equivalence ratio, Fig. 10 is reported. For $D_{combustor} = 10$ cm, temperature profiles of ethylene are represented, along the cooling channel, as a function of $ER_{e/a}$.

$ER_{e/a}$ impacts directly the burned gases temperatures, whose maximum is in stoichiometric conditions ($ER_{e/a} = 1.0$). So, independently of the diameter, decreasing $ER_{e/a}$ from 1.0 to 0.8 causes a general lowering of heat transfer density and consequently of the temperatures of the ethylene flowing into the tube.

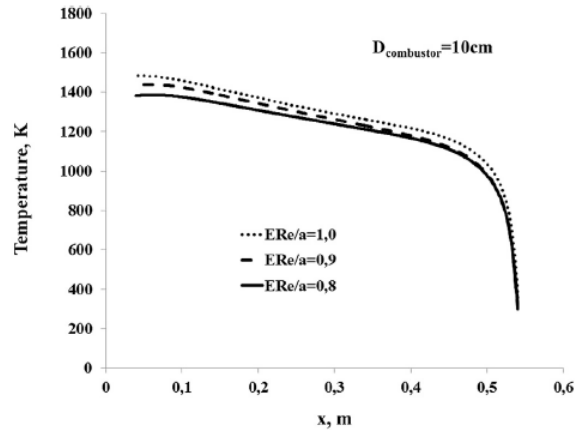


Fig. 10. Ethylene temperature profiles along the cooling channel, for $D_{combustor} = 10$ cm (as a function of equivalence ratio $ER_{e/a}$).

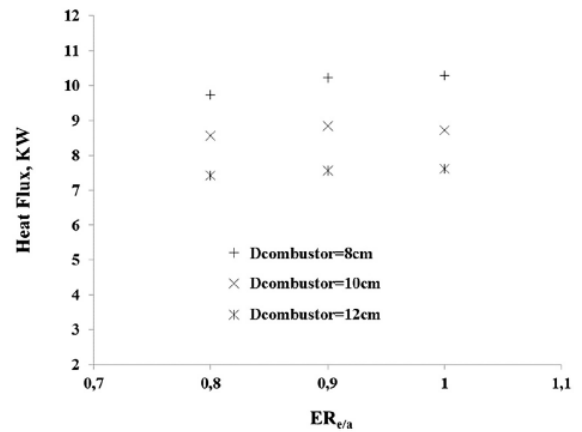


Fig. 11. Total heat flux density from flue gases to hot wall as a function of $ER_{e/a}$ at different values of $D_{combustor}$.

The comparison of data reported in Fig. 9 and 10 shows that the effect on fuel heating of $D_{combustor}$ is huger than that of $ER_{e/a}$. That is probably because the importance of equivalence ratio variations is higher when a strong radiative heat transfer is present (it depends on the fourth power of burned gases temperatures, which vary with $ER_{e/a}$). That is not the case, as no reach combustion is considered. So the effect of a decrease in the gases temperatures due to the passage to a lean combustion counts for less than that due to the raise in the area of the surface exposed to them, which vary with the second power of $D_{combustor}$.

Fig. 11 illustrates the variations of total (convective + radiative) heat flux density from the hot gases to the cooling channel at different values of $D_{combustor}$ in dependence of $ER_{e/a}$.

This parameter strongly depends on $D_{combustor}$, while its variations with equivalence ratio are less relevant, even if they are present. Overall, heat flux density ranges from a minimum of 7.42 kW m^{-2} ($D_{combustor} = 12$ cm, $ER_{e/a} = 0.8$) to a maximum of 10.3 kW m^{-2} ($D_{combustor} = 8$ cm, $ER_{e/a} = 1.0$).

Fig. 12 illustrates the variations of the maximum temperature achieved by the rolled-up tube wall for the three values of $D_{combustor}$ examined, as a function of $ER_{e/a}$.

Being it a strong function of heat flux density, the trends shown in Fig. 12 resemble those reported in Fig. 11. The maximum tem-

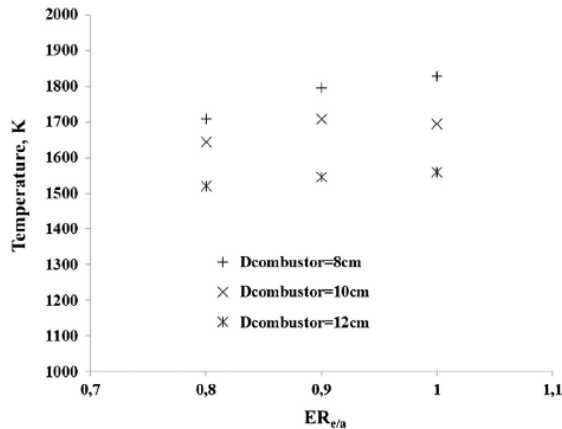


Fig. 12. Variations of cooling channel wall maximum temperature at different values of $D_{combustor}$, in dependence of $ER_{e/a}$.

Table 3

Minimum and maximum residence times of ethylene in the cooling channel as a function of its length and of combustor diameter.

$D_{combustor}$ (m)	$L_{cool\ channel}$ (m)	$t_{r,min}$ (s)	$t_{r,max}$ (s)
0.08	39.56	146.9	102.8
0.10	49.45	183.6	128.5
0.12	59.34	220.4	154.2

perature achieved by the cooling channel wall vary both with $D_{combustor}$ and $ER_{e/a}$.

As already said (Section 2.1), the ethylene pyrolysis model chosen by the authors probably leads to an underestimation of the heat absorbed by propellant decomposition. This point is, in this context, very relevant, because of the necessity to act in order not to get temperatures which the constituting material can not withstand. Thus, the safety coefficient that should be applied will not be required since overestimation from simulations will be considered as serving for safety margin.

The estimation of the residence time of ethylene into the cooling channel was a challenging point. According to the results of numerical simulations the fuel flowing into the rolled-up tube can be heated at temperatures which are consistent with those required to get its decomposition (about 1200 K) very quickly. So, being its composition into the channel unknown for most of its

Table 4

Evolution of fuel temperature at combustor injection, heat losses and heat flux density from combustor to cooling channel as a function of fuel mass flow rate (analytical study).

	Fuel mass flow rate ($g\ s^{-1}$)	Maximum fuel temperature at combustor injection (K)	Heat loss due to burned gases evacuation from the combustor (% of total produced heat)	Heat flux density from combustor to cooling channel ($W\ m^{-2}$)
Case 1	0.07	700	23%	2655
Case 2	0.107	835	29%	4483
Case 3	0.285	1200	37%	11955

Table 5

Comparison between the values of the main parameters characterizing a real SCRamjet engine and those expected from the designed experimental facility.

Parameters	Real SCRamjet engine	Representative experiment
Residence time in the cooling channel (s)	5–10 [5]	100–200
Combustion heat flux density from combustion chamber ($W\ kg^{-1}\ m^{-2}$)	2–40 · 10 ⁷ [5,8]	7–10 · 10 ⁷
Pyrolysis rate (%)	50–100 [5,18]	100
Fuel enthalpy of decomposition ($J\ kg^{-1}$)	1.43 · 10 ⁶	1–1.5 · 10 ⁶
Maximum coolant temperature (K)	1500 [41]	1200–1300
Maximum wall temperature (K)	1600 [5]	1400–1500

run, it is quite difficult to get precise information on its density. Moreover, no reliable models are nowadays at our disposal to correlate supercritical fluids properties to pressure and temperature. On the basis of the data found on the website of N.I.S.T. [40] and of the model used for ethylene pyrolysis [22,23], for a pressure of 50 bar and a temperature of 1200 K, a density for pyrolyzed ethylene ranging between 70 and 100 $kg\ m^{-3}$ should be expected. Using it as a reference, considering the internal diameter of the cooling channel and fuel mass flow rate (which are known), velocities between 0.27 and 0.38 $m\ s^{-1}$ should be achieved.

Assuming the density of the fuel to be constant along the cooling channel, an estimation of the residence time was possible. Results are reported in Table 3. They clearly show that residence time should be higher than 100 s, which is enough to get pyrolysis within the cooling channel, even with moderate fuel temperature. At the authors knowledge, there are no studies on ethylene pyrolysis in such a configuration. Studies carried out on similar configurations on different fuels reported, for example, that a conversion rate of 100% is obtained for *n*-dodecane at 1400 K, with a residence time of 7.6 s [5]. Considering that a residence time of at least one order of magnitude higher is expected, the complete decomposition of the fuel should be easily obtained.

3.2. Dynamics characterization and similitude rules

As already said in Section 2.3, 0-D analytical calculations were performed using *n*-dodecane as fuel to get a first insight into heat transfer orders of magnitude. The results are shown in Table 4.

It can be observed that the rise of fuel mass flow rate favors fuel pyrolysis as it strongly impacts the combustion heat flux, thus the heat flux density received by the fuel flowing through the cooling channel. Despite heat loss increases from 23% to 37% when increasing it from 0.07 to 0.285 $g\ s^{-1}$, the overall fuel mass flow rate effect consists in an improvement of heat transfer. A temperature of 835 K in correspondence of *n*-dodecane entrance in the combustion chamber and its mixing with air is obtained in the case of a mass flow rate of 0.107 $g\ s^{-1}$; that seems to be, when this fuel is used, a good compromise to get a pyrolysis rate (considering the residence time) similar to the one of a realistic engine (conversion rate over 50%) [5].

Similitude rules have been taken into account in designing the experimental test bench. The values of the main parameters are comparable with a real SCRamjet engine, as shown in Table 5.

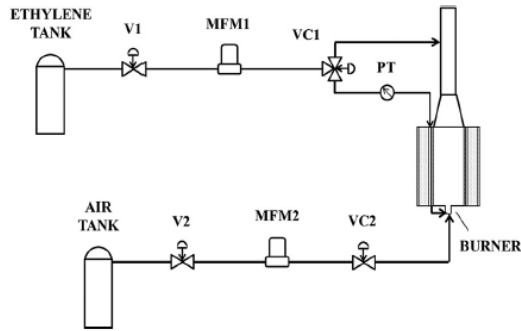


Fig. 13. Experimental test bench scheme.

3.3. Discussion of the results

Fluent analysis showed that goals 1 and 2 (paragraph 3) can be achieved both by using 10 cm diameter and 8 cm diameter combustion chambers. Fuel temperatures observed at the outlet of the rolled-up tube when $D_{combustor} = 12$ cm would be just on the limit, but considering the above mentioned general fuel temperatures overstating, a 12 cm diameter combustor is considered inadequate. The choice reduced to 8 cm and 10 cm diameter combustors, the authors decided to opt for the second possibility. When compared to the 8 cm case, in fact, the 10 cm one presents two important advantages:

1. It permits to maintain the temperature achieved by the cooling channel wall under the upper limit more easily.
2. The residence time of the propellant into the rolled-up tube is higher (of about 20%), and consequently the duration of its exposure to the flame heat load is greater.

The second point is crucial. Clearly, variations in the combustion chamber diameter $D_{combustor}$ are accompanied by variations in the length of the rolled-up tube $L_{cool\ channel}$. That determines a change in the time of permanence of the fuel in the combustion chamber: consequently the greater is $D_{combustor}$, the highest is the duration of ethylene exposure to the flame heat load. That enhances its decomposition. Moreover, by varying the ratio between ethylene and air mass flow rates it is possible to act on the temperatures achieved both by the ethylene flowing through the cooling channel and by its wall. That will allow to change the enhancement of pyrolysis phenomena and, if necessary, to avoid the material to be exposed to too high temperatures.

Thanks to this pre-dimensioning work, the test bench was designed. The combustor will be assembled following the scheme showed in Fig. 2 (Section 2.2). The flame will be generated by using a pilot burner. The use of National Instruments PXI remote controllers will ensure remote control of the experimental system. All the devices can be automatically commanded from a computer by means of NI Labview system design and control software.

The scheme of the whole experimental test bench is represented in Fig. 13.

All the devices represented are remotely commanded by Labview. They are listed as follows:

- Electrovalves V1, V2, VC1, VC2.
- Pressure Transmitter PT.
- Mass Flow Controllers MFM1, MFM2.
- Burner B.

4. Conclusions

The need for a remote-controlled experimental bench reproducing a ramjet combustion chamber has been expressed for latter developing regulation and control strategies (regeneratively fuel-cooled engine). A specific study with appropriate similitude rules is required. This work falls within the high speed flight framework and faces the related challenge of structures cooling. The dual and coupled functions of the fuel (coolant/propellant) impose to define well the test bench in terms of dynamics, heat flux density, pyrolysis rate and chemical composition. The present work focuses on the dimensioning of such a high-end system whose complexity in terms of scientific and engineering concepts required simultaneously CFD calculations and analytical approaches. When performing CFD calculations, ethylene was chosen as fuel. As a result, it was shown that a range of equivalence ratio of ethylene to air $ER_{e/a}$ ranging from 0.8 to 1.0 can be obtained with fuel flow rate from 70 to 100 $mg\ s^{-1}$ and pressure up to 50 bar. That corresponds to a residence time of the fuel within the cooling channel of about 100–200 s, a maximum temperature of pyrolyzed fuel of 1200–1300 K, and a heat flux density of 7–10 $kW\ m^{-2}$. The final bench features have been defined (combustor diameter of 10 cm, cooling channel length of 47.5 m). A similitude rule has been obtained after choosing carefully all the operating and geometrical parameters. Particularly, the ratio of heat flux density over fuel mass flow rate for the experiment (about 0.1–1.0 $MJ\ kg^{-1}\ m^{-2}$) is similar to the realistic one expected for a full scale engine. It has been shown that the cooling effect on burned gases temperature of the nozzle-like device is quite negligible. Realistically, complete conversion of fuel by pyrolysis can be easily obtained, thanks to the high value of the residence time into the cooling channel, even if its final temperature is under 1200–1300 K (the values expected on the basis of CFD simulation). Analytical calculations carried out on a similar configuration, by using *n*-dodecane as coolant/propellant, have demonstrated that an increase in fuel mass flow rate determine an increase in the temperature of the fuel exiting from the cooling channel (because of dominant effect on the combustion heat flux). The on-going step is now to conduct the experiments to qualify and characterize the dynamics of phenomena for latter proposing a simplified model to which a regulation strategy could be applied. The results of the experiments will allow validating those that can be obtained by means of numerical simulations. In this respect, RANS turbulence models ($k-\epsilon$, $k-\omega$ and RMS) and LES approach will be compared in order to verify which model best fits experimental results.

Conflict of interest statement

The authors certify that they have NO affiliations with or involvement in any organization or entity with any financial interest (such as honoraria; educational grants; participation in speakers' bureaus; membership, employment, consultancies, stock ownership, or other equity interest; and expert testimony or patent/licensing arrangements), or non-financial interest (such as personal or professional relationships, affiliations, knowledge or beliefs) in the subject matter or materials discussed in this manuscript.

References

- [1] U.M. Schoettle, H. Grallert, F.A. Hewitt, Advanced air-breathing propulsion concepts for winged launch vehicles, *Acta Astronaut.* 20 (1989) 117–129.
- [2] Y.M. Timnat, Recent developments in ramjets, ducted rockets and scramjets, *Prog. Aerosp. Sci.* 27 (3) (1990) 201–235.
- [3] R.S. Fry, A century of ramjet propulsion technology evolution, *J. Propuls. Power* 20 (1) (January–February 2004).
- [4] E.T. Curran, Scramjet engine: the first forty years, *J. Propuls. Power* 17 (6) (2006) 1138–1148.

- [5] N. Gascoïn, P. Gillard, Dynamic study of coupled heavy hydrocarbon pyrolysis and combustion, *Combust. Sci. Technol.* 184 (12) (2012) 2136–2153.
- [6] W. Bao, J. Qin, W.X. Zhou, D.R. Yu, Effect of cooling channel geometry on re-cooled cycle performance for hydrogen fueled scramjet, *Int. J. Hydrog. Energy* 35 (2010) 10589–10598.
- [7] A. Ulas, E. Boysan, Numerical analysis of regenerative cooling in liquid propellant rocket engines, *Aerosp. Sci. Technol.* 24 (2013) 187–197.
- [8] J. Qin, W. Bao, W.X. Zhou, D.R. Yu, Flow and heat transfer characteristics in fuel cooling channels of a re-cooling cycle, *Int. J. Hydrog. Energy* 35 (2010) 7002–7011.
- [9] S.S. Vasu, D.F. Davidson, Z. Hong, V. Vasudevan, R.K. Hanson, *n*-Dodecane oxidation at high-pressures: measurements of ignition delay times and OH concentration time-histories, *Proc. Combust. Inst.* 32 (2009) 173–180.
- [10] M. Bouchez, R. Bounaceur, F. Battin, P.M. Marquaire, R. Fournet, Contribution to scramjet active cooling analysis using *n*-dodecane decomposition model, in: 12th AIAA International Space Planes and Hypersonic Systems and Technologies, December 2003.
- [11] Zhaohui Liu, Qin Cheng Bi, Yong Guo, Jianguo Yan, Zhuqiang Yang, Convective heat transfer and pressure drop characteristics of near-critical-pressure hydrocarbon fuel in a minichannel, *Appl. Therm. Eng.* 51 (2013) 1047–1054.
- [12] W. Yang, B. Sun, Numerical simulation of liquid film and regenerative cooling in a liquid rocket, *Appl. Therm. Eng.* 54 (2) (2013) 460–469.
- [13] D.R. Bhata, M.D. Carey, J.G. Campell, C.D. Coulbert, Thrust Chamber Cooling Techniques for Spacecraft Engines, vol. 2, The Marquardt Corporation, 1963. Project 278.
- [14] L. Schoerman, High-pressure propulsion-advanced concepts for cooling, *Acta Astronaut.* 14 (1986) 423–438.
- [15] S.K. Kim, J. Miok, S.C. Hwan, S.P. Tae, Multidisciplinary simulation of a regeneratively cooled thrust chamber of liquid rocket engine: turbulent combustion and nozzle flow, *Int. J. Heat Mass Transf.* 70 (2014) 1066–1077.
- [16] G. Yu, J.G. Li, X.Y. Chang, L.H. Chen, C.J. Sung, Investigation of kerosene combustion characteristics with pilot hydrogen in model supersonic combustors, *J. Propuls. Power* 17 (6) (2001) 1263–1272.
- [17] L.Y. Hou, N. Dong, D.P. Sun, Heat transfer and thermal cracking behavior of hydrocarbon fuel, *Fuel* 103 (2013) 1132–1137.
- [18] N. Gascoïn, P. Gillard, S. Bernard, M. Bouchez, Characterization of coking activity during supercritical hydrocarbon pyrolysis, *Fuel Process. Technol.* 88 (12) (2008) 1416–1428.
- [19] G. Fau, N. Gascoïn, P. Gillard, M. Bouchez, J. Steelant, Fuel pyrolysis through porous media: coke formation and coupled effect on permeability, *J. Anal. Appl. Pyrolysis* 95 (2012) 180–188.
- [20] G.Z. Liu, X.Q. Wang, X.W. Zhang, Pyrolytic depositions of hydrocarbon aviation fuels in regenerative cooling channels, *J. Anal. Appl. Pyrolysis* 104 (2013) 384–395.
- [21] FLUENT® Inc., 6.3.23 User's Guide, 2006, Chapter 12.
- [22] K. Norinaga, O. Deuschmann, Detailed kinetic modeling of gas-phase reactions in the chemical vapor deposition of carbon from light hydrocarbons, *Ind. Eng. Chem. Res.* 46 (2007) 3547–3557.
- [23] K. Norinaga, V.M. Janardhanan, O. Deuschmann, Detailed chemical kinetic modeling of pyrolysis of ethylene, acetylene, and propylene at 1073–1373 K with a plug-flow reactor model, Wiley Interscience, 2007, www.interscience.wiley.com.
- [24] Unifrax Corporation Company, Fiberfrax Durablanket Z. Data Sheet, retrieved from <http://www.unifrax.com/web/goldminev2.nsf/DownloadAttachment?OpenAgent&id=AF2541A38C9C03F98025777A003A5365>.
- [25] K.D. Dahm, P.S. Virk, R. Bounaceur, F. Battin-Leclerc, P.M. Marquaire, R. Fournet, E. Daniau, M. Bouchez, Experimental and modelling investigation of the thermal decomposition of *n*-dodecane, *J. Anal. Appl. Pyrolysis* 71 (2004) 865–881.
- [26] O. Herbinet, P.M. Marquaire, F. Battin-Leclerc, R. Fournet, Thermal decomposition of *n*-dodecane: experiments and kinetic modeling, *J. Anal. Appl. Pyrolysis* 78 (2007) 419–429.
- [27] H. Huang, D.R. Sobel, L.J. Spadaccini, Endothermic heat-sink of hydrocarbon fuels for scramjet cooling, *AIAA Pap.* 2002-387 1, 2002.
- [28] G. Abraham, N. Gascoïn, P. Gillard, M. Bouchez, Real-time method for the identification and quantification of hydrocarbon pyrolysis products: part I. Development and validation of the infra red technique, *J. Anal. Appl. Pyrolysis* 91 (2011) 368–376.
- [29] N. Gascoïn, G. Abraham, P. Gillard, M. Bouchez, Real-time method for the identification and quantification of hydrocarbon pyrolysis products: part II. Application to transient pyrolysis and validation by numerical simulation, *J. Anal. Appl. Pyrolysis* 91 (2011) 377–387.
- [30] T. Malewicki, K. Brezinsky, Experimental and modeling study on the pyrolysis and oxidation of *n*-decane and *n*-dodecane, *Proc. Combust. Inst.* 34 (2013) 361–368.
- [31] H. Wang, Y. Ra, M. Jia, R.D. Reitz, Development of a reduced *n*-dodecane-PAH mechanism and its application for *n*-dodecane soot predictions, *Fuel* 136 (2014) 25–36.
- [32] M.R. Djokic, K.M. Van Geem, C. Cavallotti, A. Frassoldati, E. Ranzi, G.B. Marin, An experimental and kinetic modeling study of cyclopentadiene pyrolysis: first growth of polycyclic aromatic hydrocarbons, *Combust. Flame* 161 (2014) 2739–2751.
- [33] M.E. MacDonald, W. Ren, Y. Zhu, D.F. Davidson, R.K. Hanson, Fuel and ethylene measurements during *n*-dodecane, methylcyclohexane, and iso-cetane pyrolysis in shock tubes, *Fuel* 103 (2013) 1060–1068.
- [34] N. Gascoïn, P. Gillard, E. Dufour, Y. Touré, Validation of transient cooling modeling for hypersonic application, *J. Thermophys. Heat Transf.* 21 (2007) 86–94.
- [35] J. Bear, *Dynamics of Fluids in Porous Media*, Dover Publications, 1988, pp. 119–135, Chapter 5.
- [36] J. Bear, J.M. Buchlin, *Modeling and Applications of Transport Phenomena in Porous Media*, Kluwer Academic Publishers, Dordrecht, 1991.
- [37] H. Teng, T.S. Zhao, An extension of Darcy's law to non-Stokes flow in porous media, *Chem. Eng. Sci.* 55 (14) (2000) 2727–2735.
- [38] M.H. Back, *Pyrolysis of hydrocarbons, the mechanisms of pyrolysis, oxidation, and burning of organic materials*, National Bureau of Standards Special Publication 357, 1972, pp. 17–25.
- [39] X.Q. Wang, Z. Tao, T.Y. Song, L.H. Han, Stress-strain model of austenitic stainless steel after exposure to elevated temperatures, *J. Constr. Steel Res.* 99 (2014) 129–139.
- [40] <http://webbook.nist.gov/chemistry/>.
- [41] K.D. Dahm, P.S. Virk, R. Bounaceur, F. Battin-Leclerc, P.M. Marquaire, R. Fournet, E. Daniau, M. Bouchez, Experimental and modelling investigation of the thermal decomposition of *n*-dodecane, *J. Anal. Appl. Pyrolysis* 71 (2) (2004) 865–881.

Annexe A.3 : calculs cinétiques réalisés avec le logiciel CANTERA

Des calculs cinétiques ont été réalisés en début de thèse pour caractériser la pyrolyse du combustible à utiliser pour la mise en place des tests et ainsi faciliter la conception et le dimensionnement du dispositif expérimental.

Les simulations ont été menées en supposant le mélange dans un réacteur fermé parfaitement mélangé sous l'hypothèse que la température et la pression de celui-ci soient constantes au cours de la pyrolyse du combustible. Le temps de séjour de ce mélange dans le réacteur étant de 25 s, les valeurs suivantes de la pression et de la température ont été choisies :

1. Températures : 850 K, 900 K, 950 K, 1000 K ;
2. Pressions : 1 bar, 4 bar, 8 bar.

Les résultats de ces calculs sont illustrés dans les figures ci-dessous, qui présentent la variation en fonction du temps de la concentration d'éthylène dans le mélange, de la masse volumique et de la capacité thermique molaire de celui-ci.

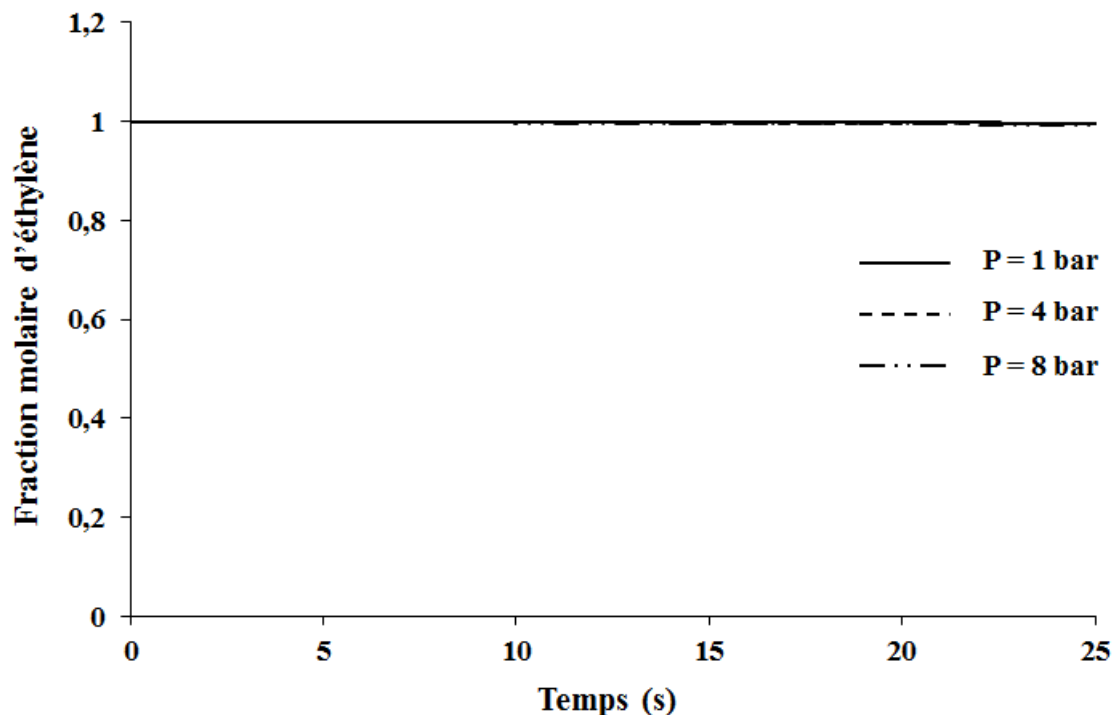


Figure 109. Évolution de la fraction molaire d'éthylène en fonction du temps pour une température de 850 K

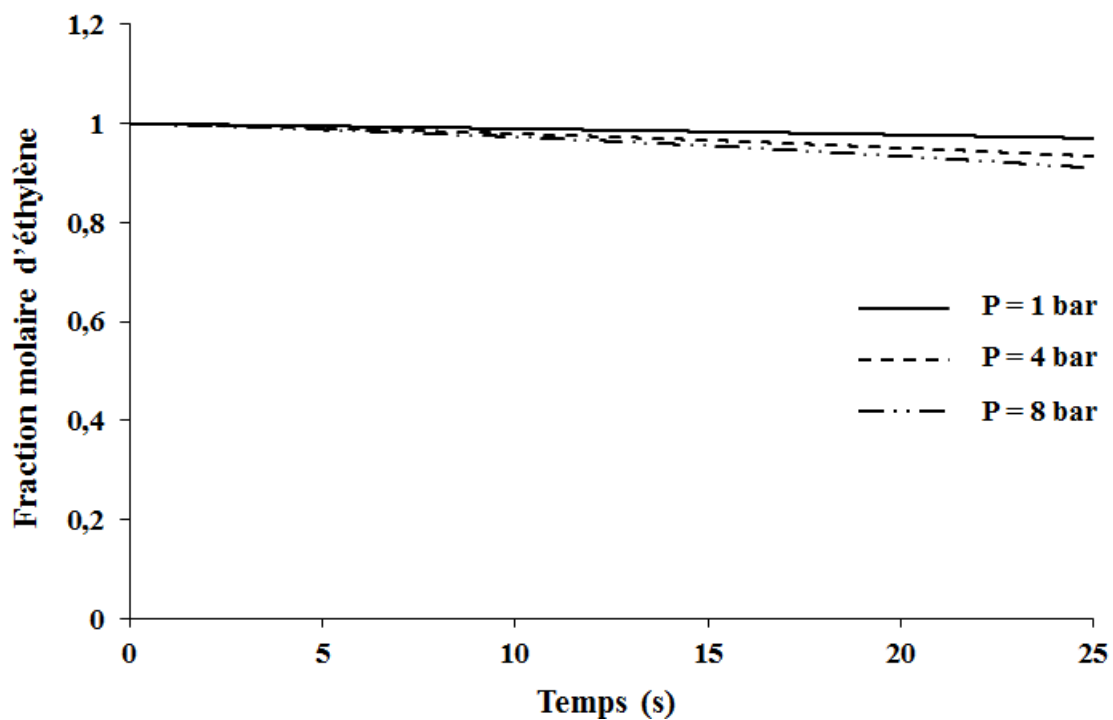


Figure 110. Évolution de la fraction molaire d'éthylène en fonction du temps pour une température de 900 K

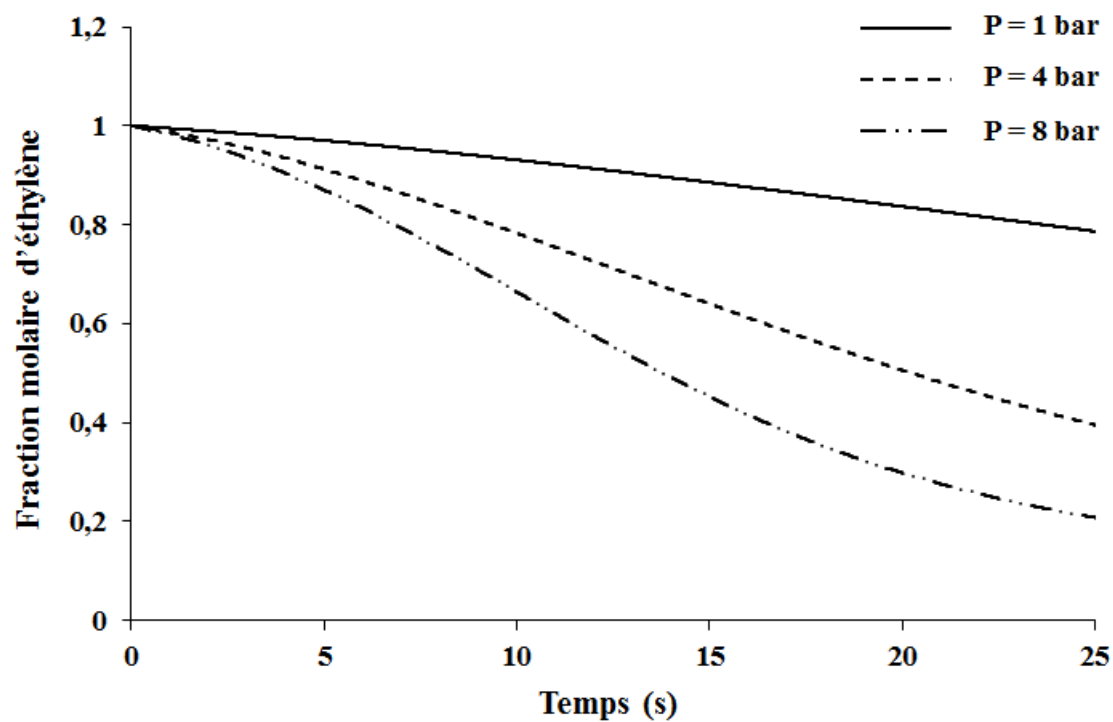


Figure 111. Variation de la fraction molaire d'éthylène en fonction du temps pour une température de 950 K

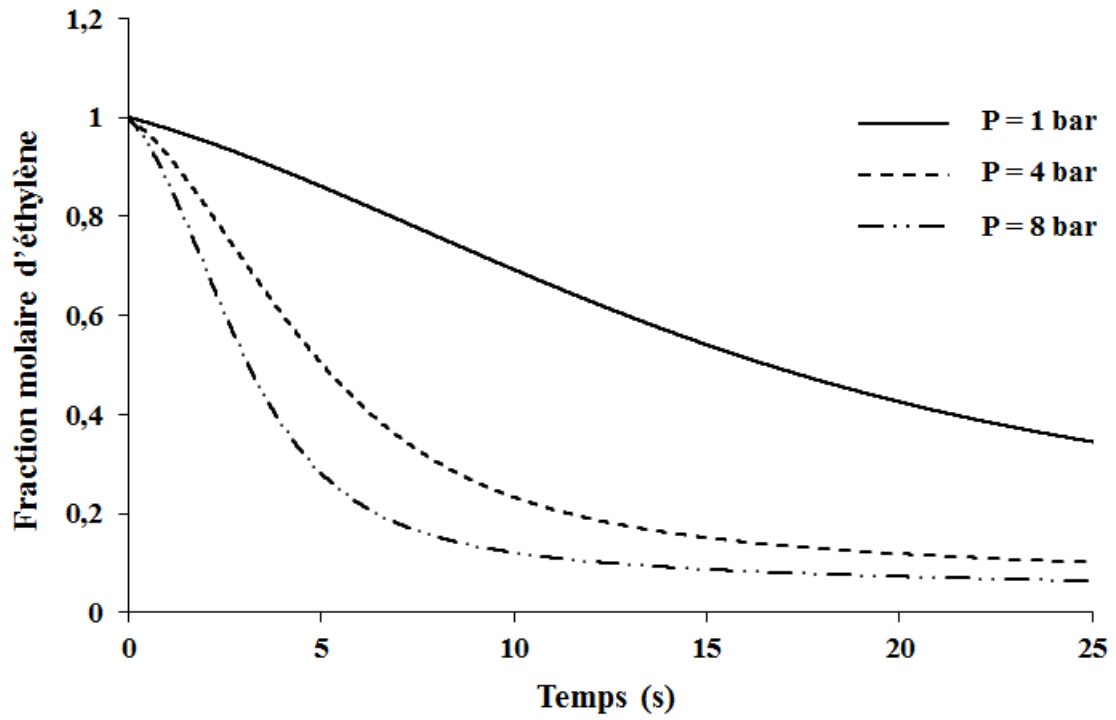


Figure 112. Variation de la fraction molaire d'éthylène en fonction du temps pour une température de 1000 K

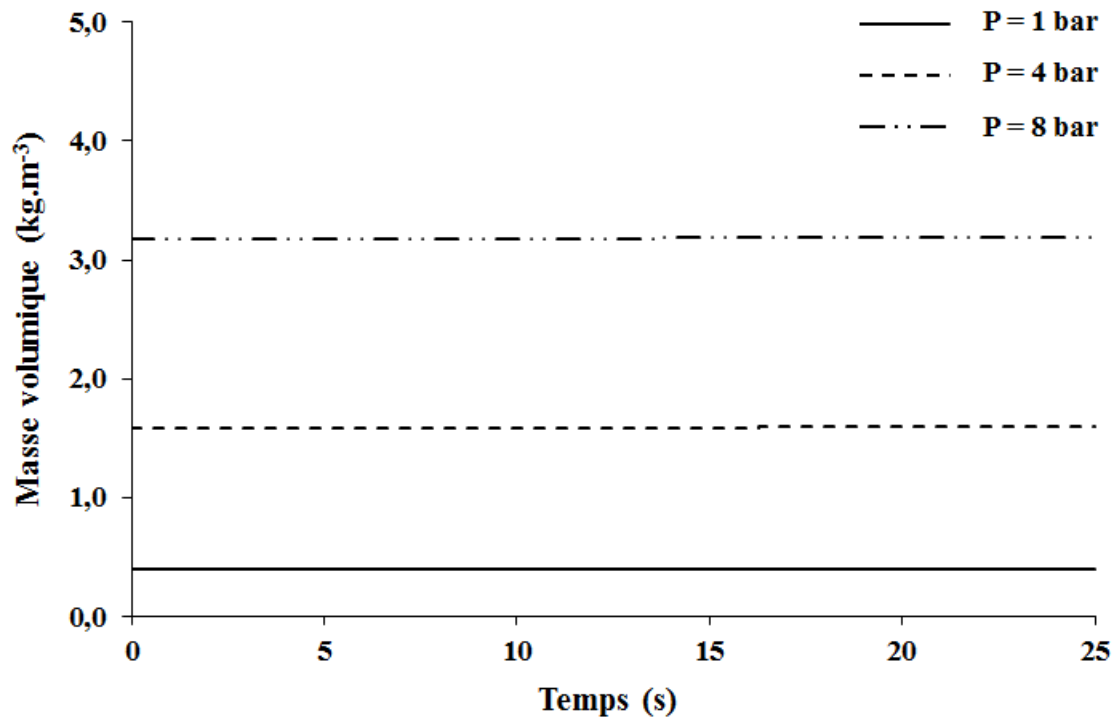


Figure 113. Évolution de la masse volumique du mélange réactionnel en fonction du temps pour une température de 850 K

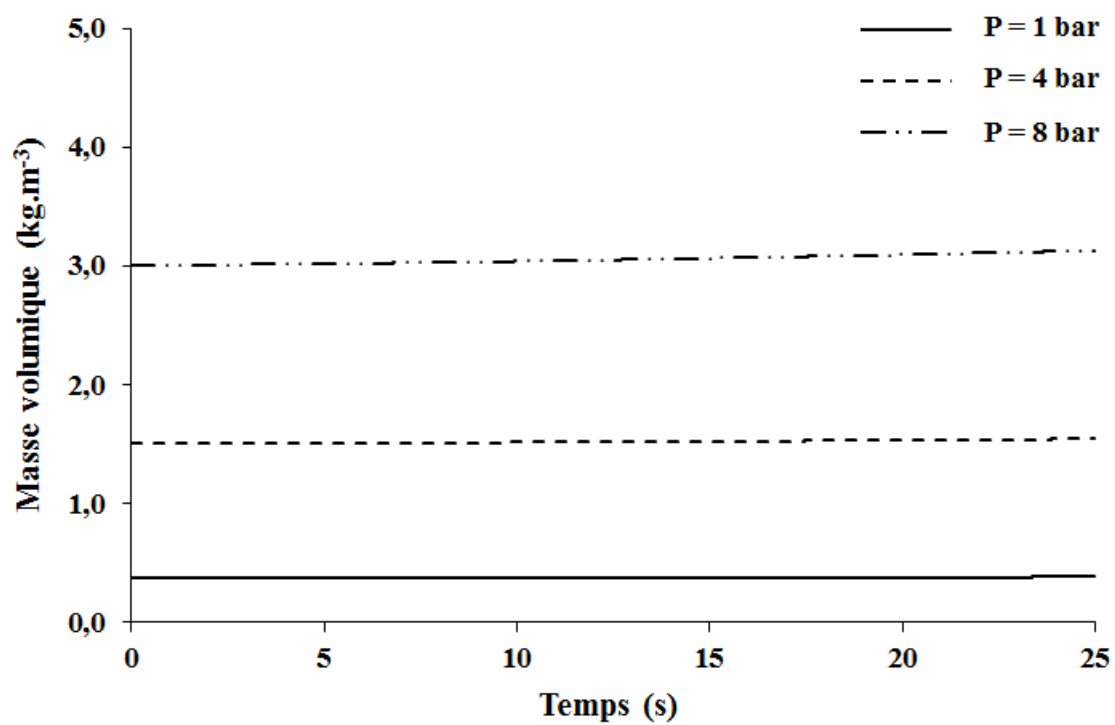


Figure 114. Évolution de la masse volumique du mélange réactionnel en fonction du temps pour une température de 900 K

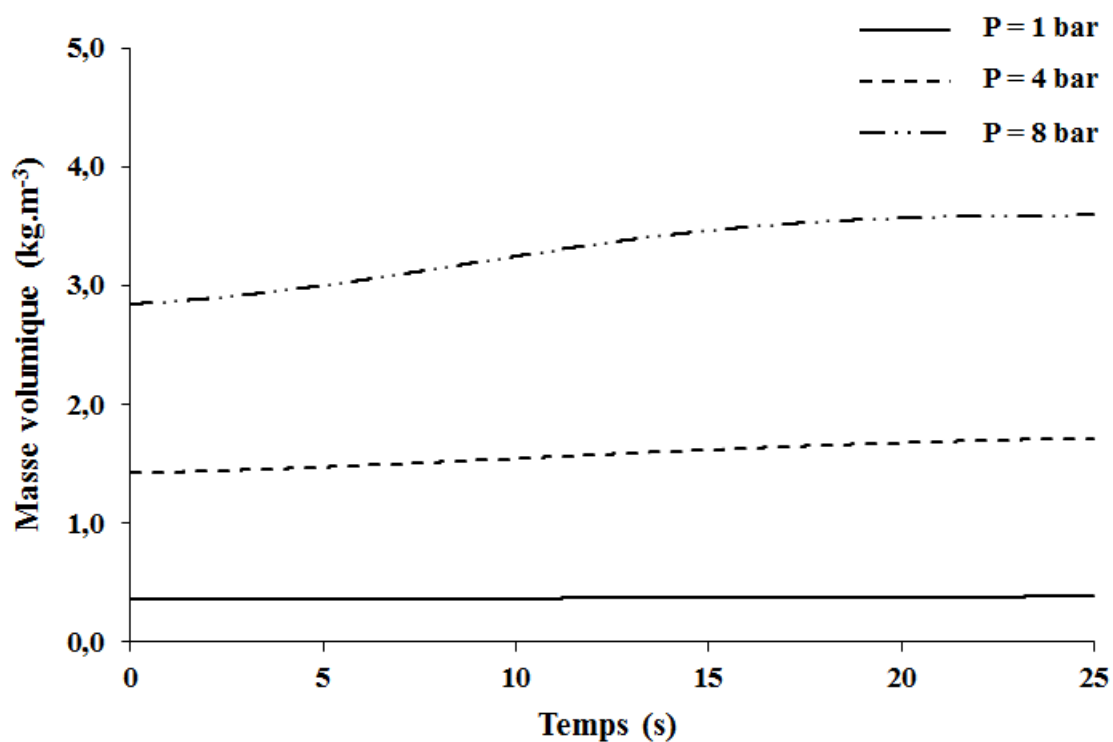


Figure 115. Variation de la masse volumique du mélange réactionnel en fonction du temps pour une température de 950 K

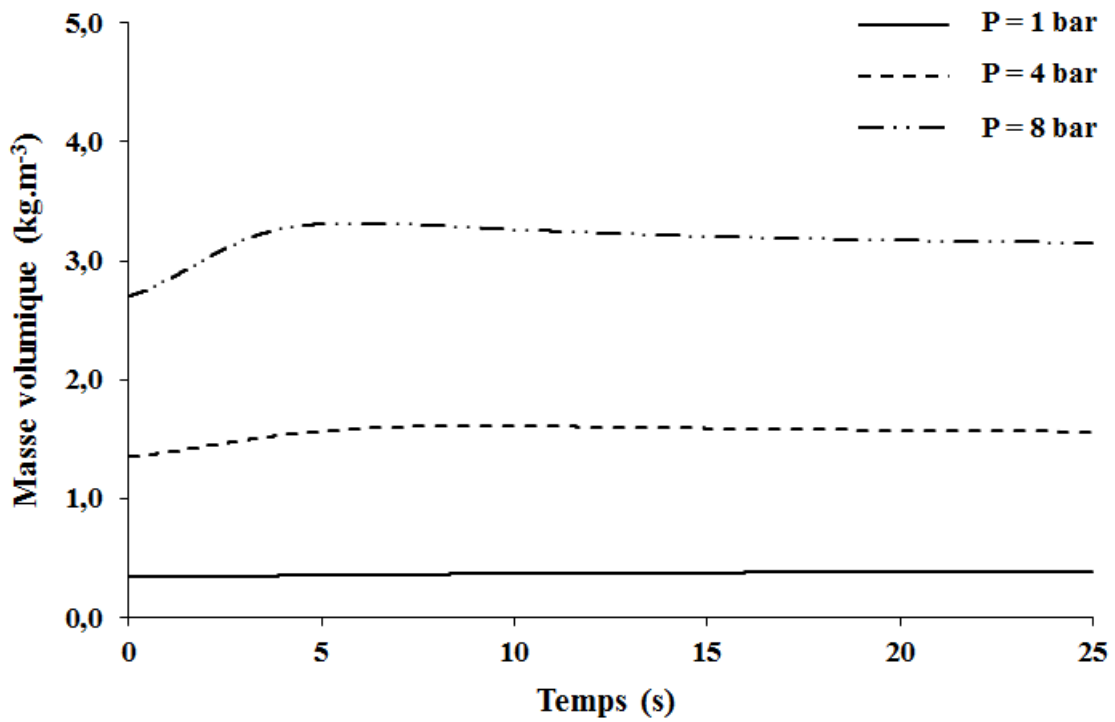


Figure 116. Variation de la masse volumique du mélange réactionnel en fonction du temps pour une température de 1000 K

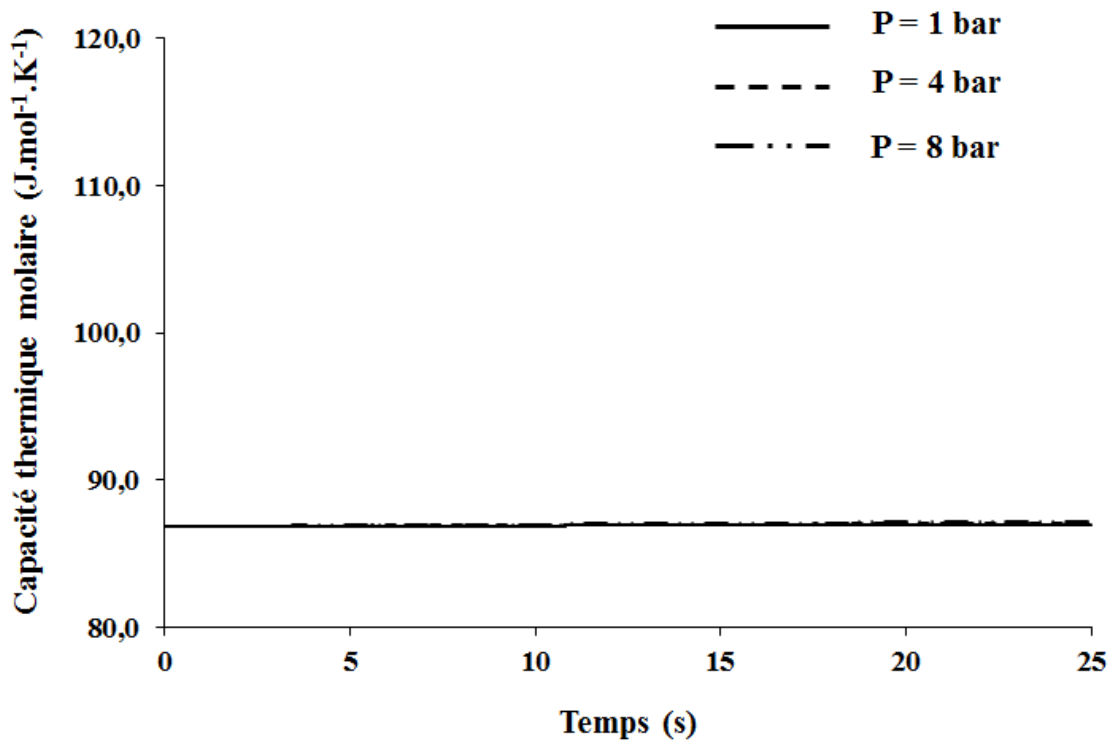


Figure 117. Évolution de la capacité thermique molaire du mélange réactionnel en fonction du temps pour une température de 850 K

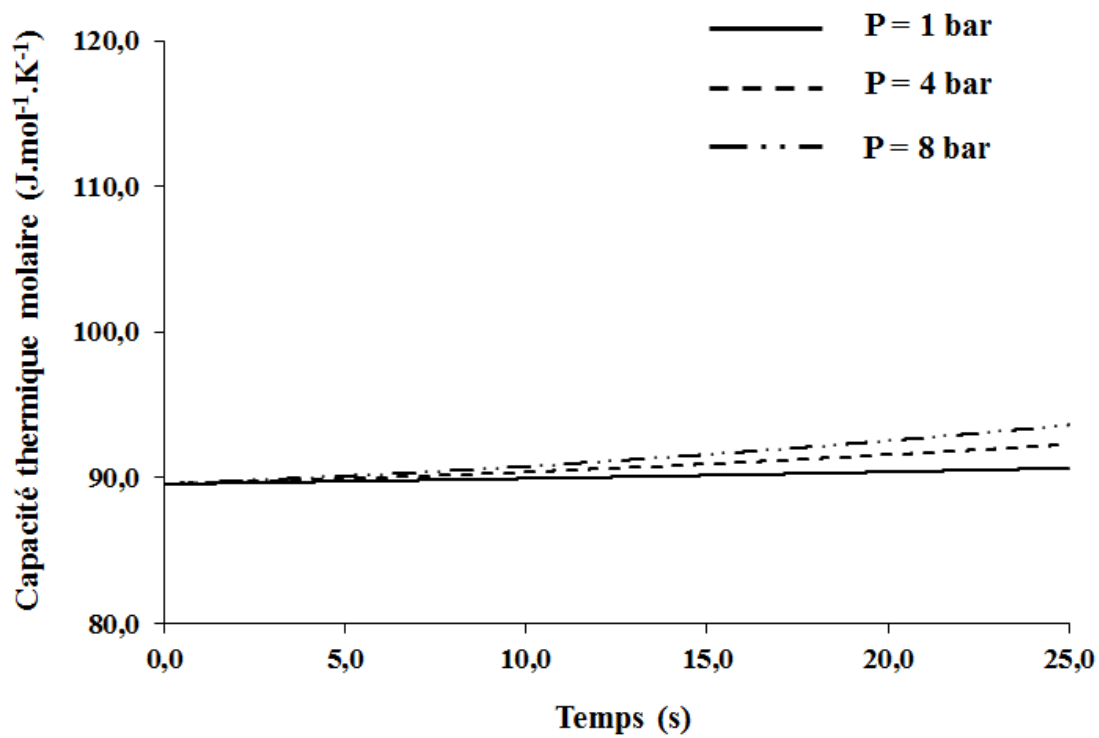


Figure 118. Évolution de la capacité thermique molaire du mélange réactionnel en fonction du temps pour une température de 900 K

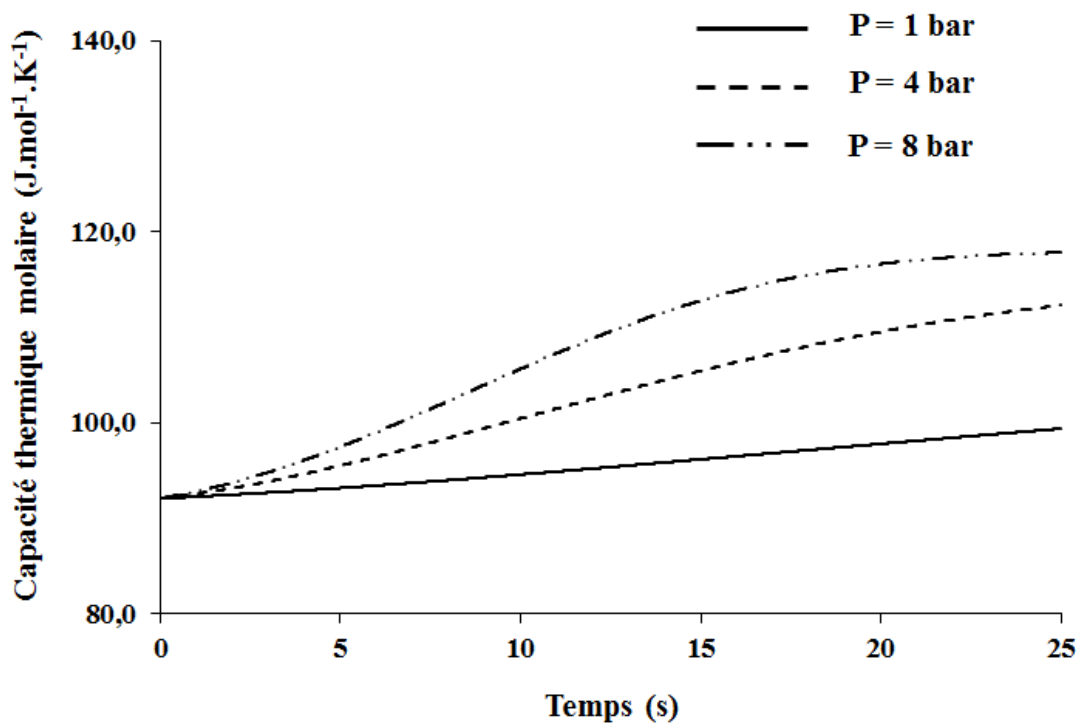


Figure 119. Variation de la capacité thermique molaire du mélange réactionnel en fonction du temps pour une température de 950 K

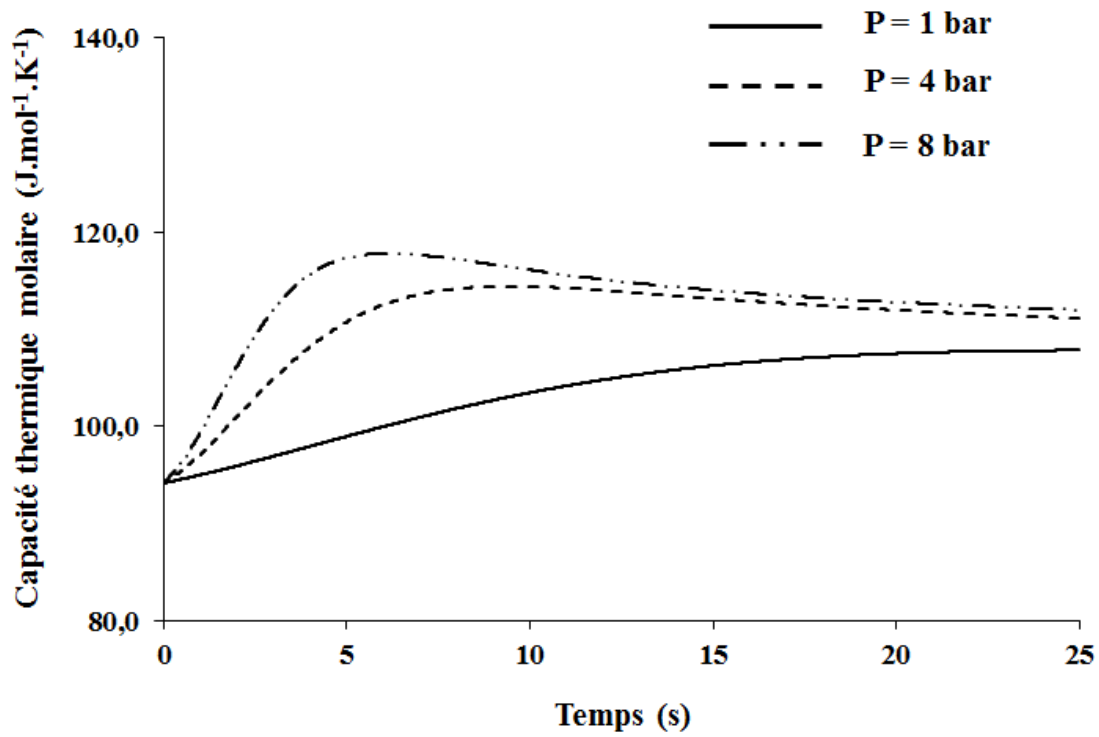


Figure 120. Variation de la capacité thermique molaire du mélange réactionnel en fonction du temps pour une température de 1000 K

Annexe A.4 : étalonnage des transmetteurs de pression

Les courbes d'étalonnage des transmetteurs de pression de l'éthylène et de l'air sont présentées, respectivement, dans les figures 116 et 117.

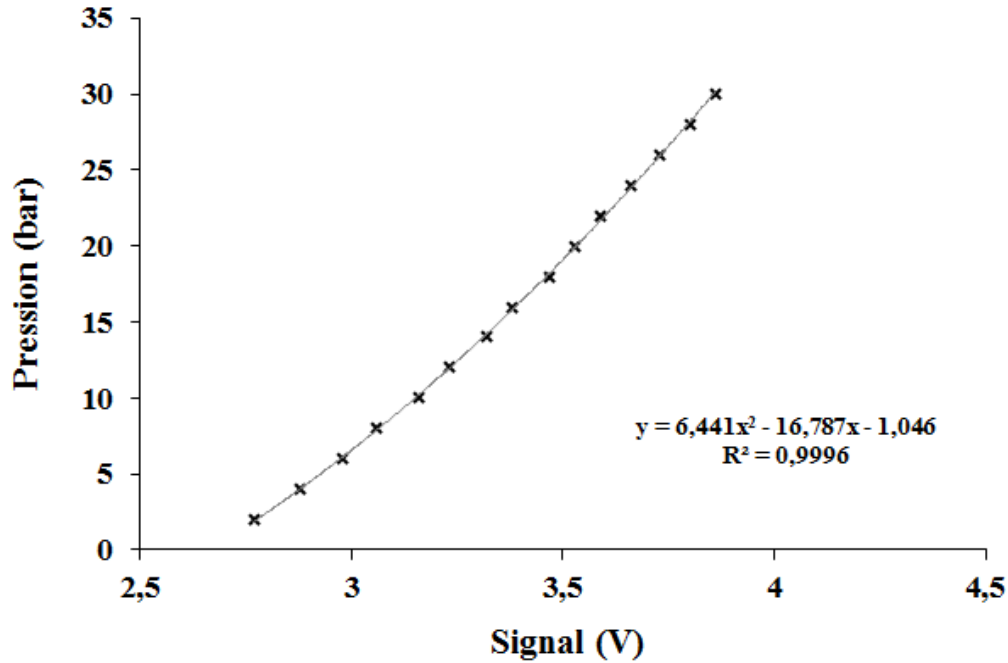


Figure 121. Courbe d'étalonnage des transmetteurs de pression éthylène (indiqué par TPE-1 et TPE-2 dans la figure 10)

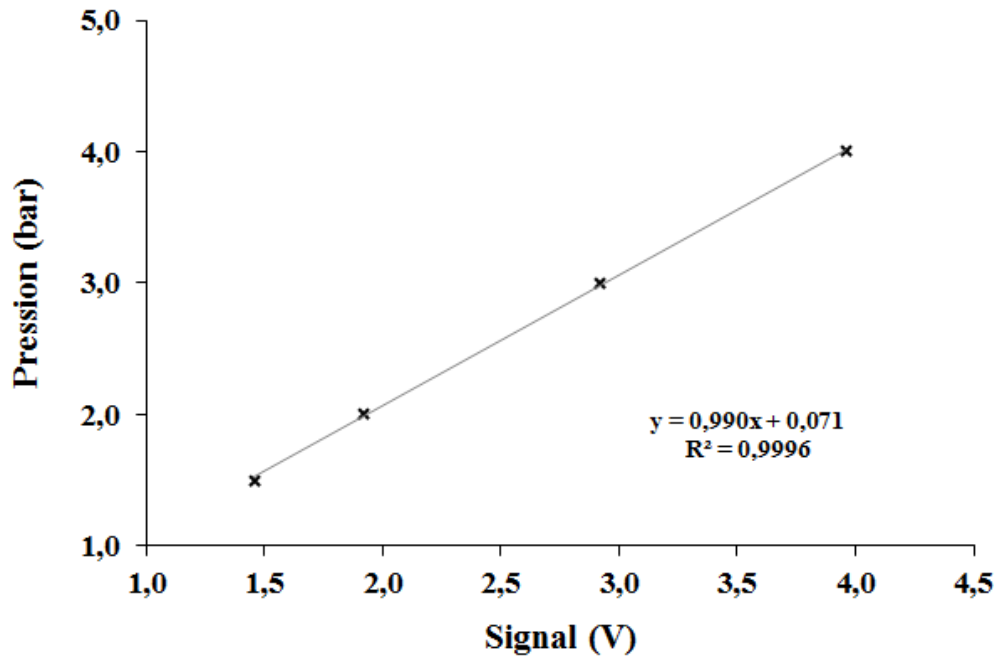


Figure 122. Courbe d'étalonnage du transmetteur de pression air (indiqué par TPA dans la figure 10)

Annexe A.5 : caractérisation des matériaux poreux utilisés dans la cellule de régulation de pression

Afin d'adapter la cellule de régulation de pression aux besoins de l'étude expérimentale, un calcul analytique a été réalisé avec le logiciel Microsoft Excel pour déterminer la chute de pression se produisant en faisant passer un débit d'éthylène donné au travers d'un disque poreux.

Quatre types de matériaux dont les coefficients de perméabilités de Darcy K_D et de Forchheimer K_F étaient connus ont été mis en comparaison (voir tableau ci-dessous).

Matériau	Porosité totale	Porosité ouverte	Diamètre moyen des pores (μm)	K_D (m^2)	K_F (m)
Acier fritté SS3	30,4 %	9,1 %	4,1	2,10E-13	1,30E-09
Acier fritté SS40	39,7 %	47,1 %	42,7	4,00E-12	1,80E-07
Bronze fritté BR3	40,3 %	42,0 %	4,2	1,80E-12	4,50E-07
Bronze fritté BR30	4,0 %	33,7 %	62,6	5,00E-12	2,30E-06

Tableau 30. Propriétés des matériaux poreux utilisés dans la cellule de régulation de pression au cours des tests

Les résultats de ce calcul sont illustrés dans les figures ci-dessous, qui présentent la variation de la perte de charge subie par le fluide en fonction du débit de celui-ci pour des températures comprises entre 300 K et 800 K par mm d'épaisseur du milieu poreux traversé.

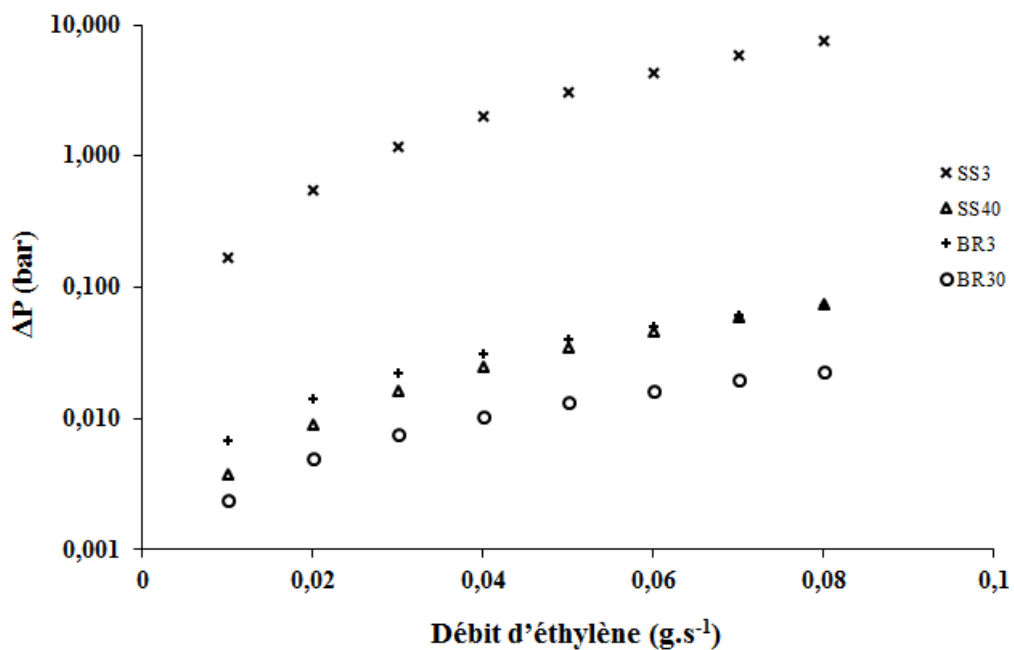


Figure 123. Variation de la perte de charge subie par l'éthylène en fonction de son débit pour une température de 300 K par 1 mm de milieux poreux

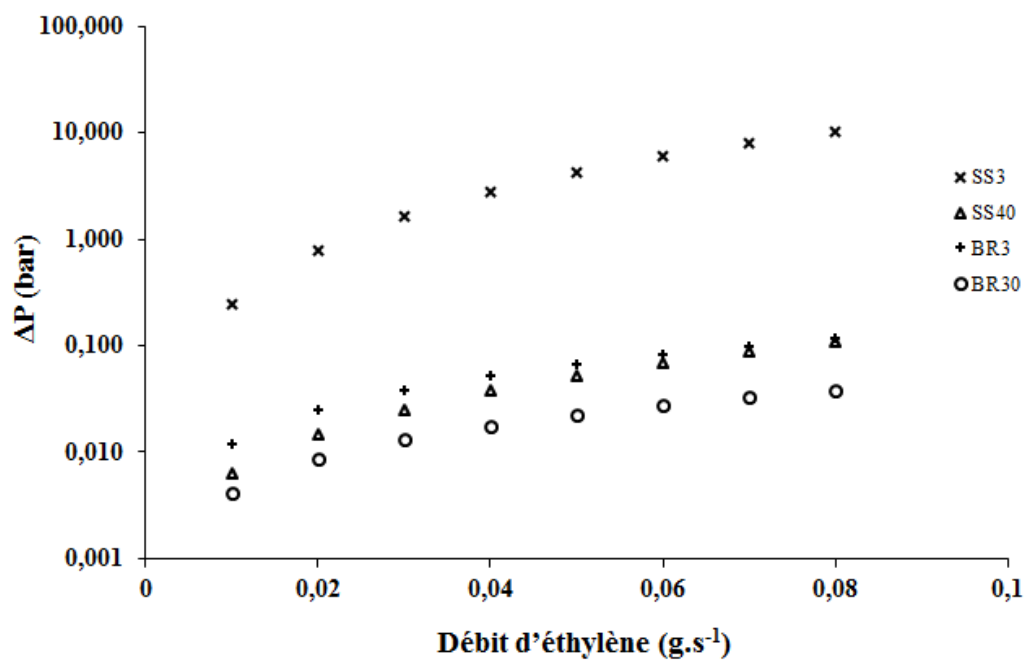


Figure 124. Variation de la perte de charge subie par l'éthylène en fonction de son débit pour une température de 400 K par 1 mm de milieux poreux

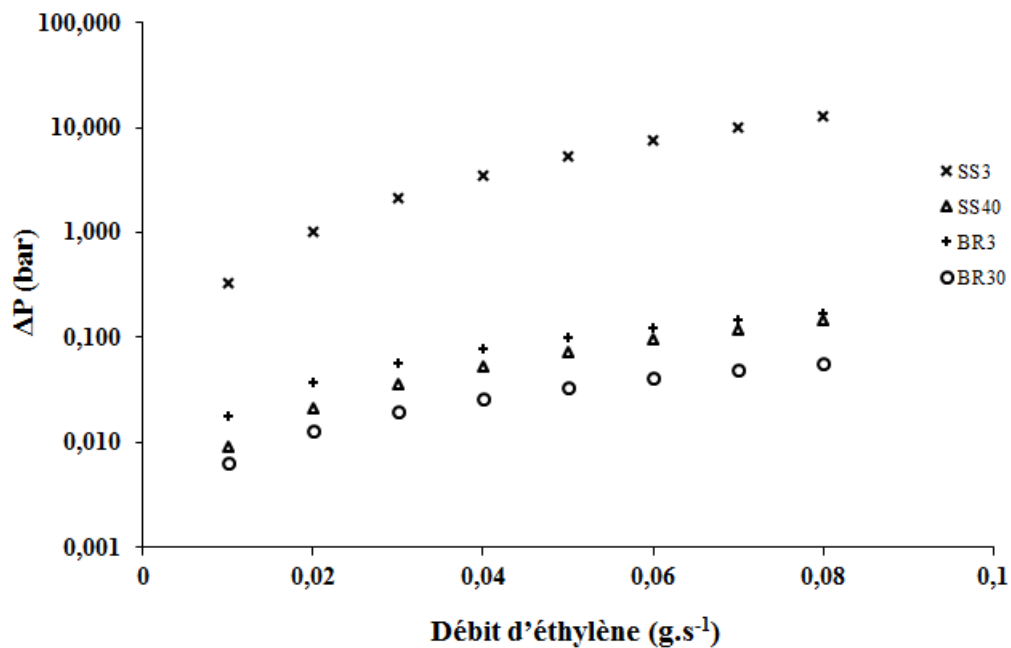


Figure 125. Variation de la perte de charge subie par l'éthylène en fonction de son débit pour une température de 500 K par 1 mm de milieux poreux

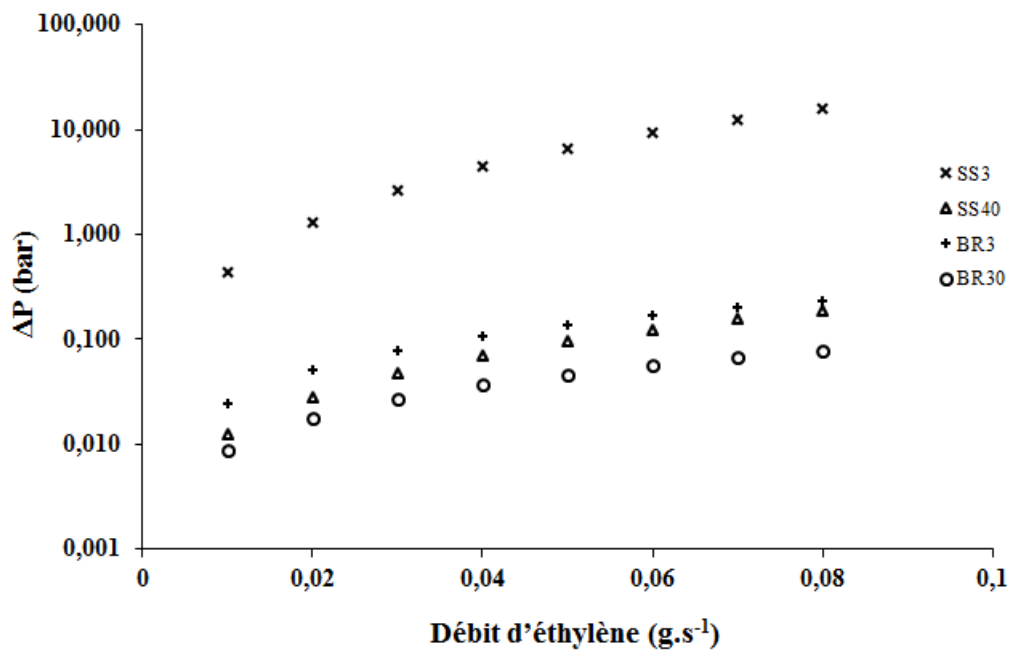


Figure 126. Variation de la perte de charge subie par l'éthylène en fonction de son débit pour une température de 600 K par 1 mm de milieux poreux

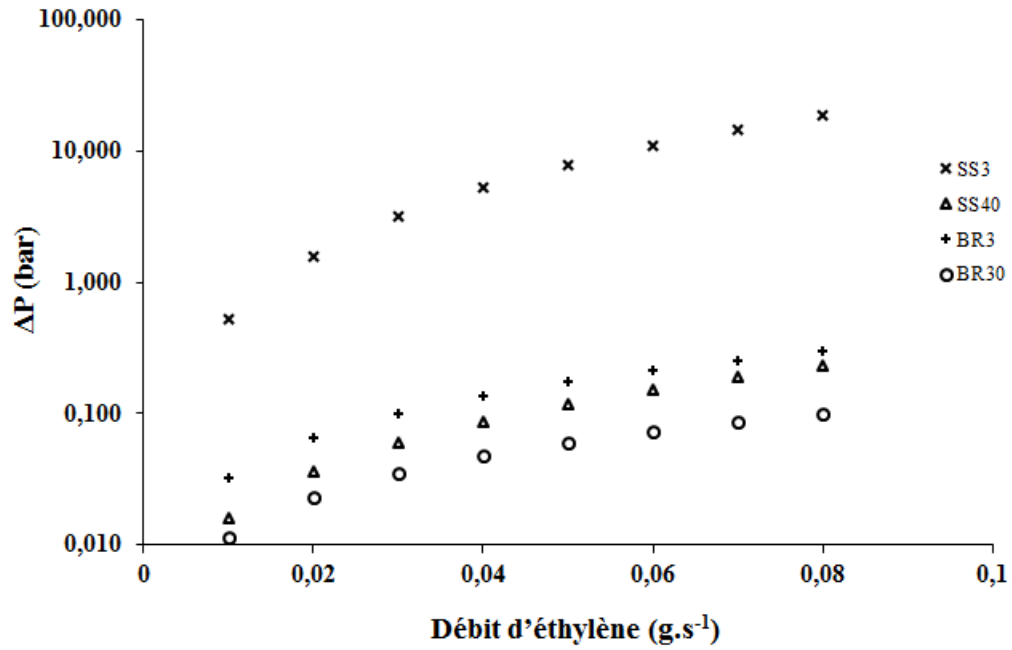


Figure 127. Variation de la perte de charge subie par l'éthylène en fonction de son débit pour une température de 700 K par 1 mm de milieux poreux

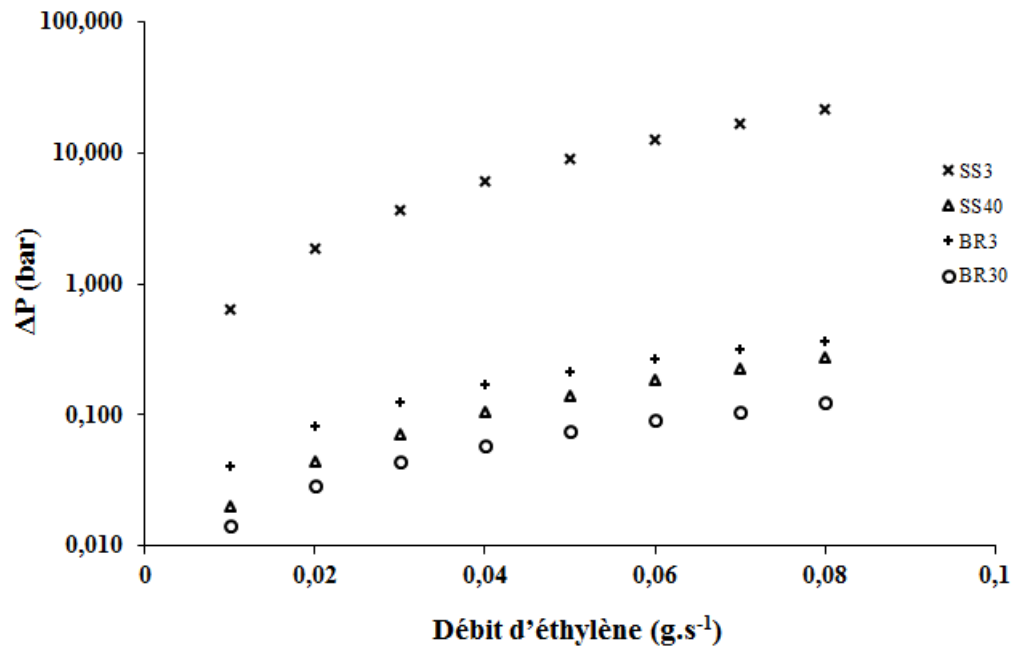


Figure 128. Variation de la perte de charge subie par l'éthylène en fonction de son débit pour une température de 800 K par 1 mm de milieux poreux

Annexe A.6 : l'environnement de programmation LabVIEW – la programmation événementielle

LabVIEW est un environnement de programmation développé par la société National Instruments (NI), utilisé afin de créer des applications permettant de piloter des instruments de contrôle (tels que des contrôleurs de débit, des actionneurs, etc.) et d'acquérir et enregistrer des données produites par des instruments de mesure (tels que des capteurs de pression, des capteurs de température, etc.) (82).

LabVIEW il est un langage de programmation graphique. En effet, contrairement aux langages de programmation textuels tels que C et C++, le code est créé en utilisant des icônes et des fils de liaison au lieu des instructions textuelles qui caractérisent ces derniers. Chacune de ces icônes représente un VI, Virtual Instrument, soit un programme capable de remplir une fonction spécifique.

L'origine de cet acronyme VI remonte aux premières versions de ce logiciel, introduites par la société National Instrument afin de permettre aux utilisateurs de créer des instruments virtuels (Virtual Instrument en anglais) permettant de piloter des instruments de mesure réels connectés à des matériels d'acquisition NI. Evidemment, LabVIEW permet aussi de créer des nouveaux VI, soit des nouveaux programmes, selon les exigences des utilisateurs. Généralement, chacun de ceux-ci contient, à son tour, des VI que l'on définira, en faisant référence au VI dans lesquels ils sont inclus, des sous-VI (135).

Un VI se caractérise toujours, outre l'icône, par deux autres éléments, respectivement la face-avant et de diagramme. La face-avant représente l'interface utilisateur. Elle contient, normalement, des éléments graphiques permettant d'interagir avec un instrument. Ces éléments-ci répartis en deux classes, respectivement les « commandes » et les « indicateurs ». L'utilisateur peut changer les valeurs de ces commandes (qui représentent, pour l'application, des entrées) et peut lire les valeurs générées par ces indicateurs (qui représentent, pour celle-ci, des sorties). Le diagramme contient, lui, le code de programmation.

La figure 129 montre respectivement la face-avant et le diagramme d'un VI qui permet d'acquérir et d'enregistrer les signaux produits par un capteur de température. Il est possible d'observer qu'à chaque élément de la face-avant correspond un élément sur le diagramme. Chaque élément du diagramme a des terminaux, les « connecteurs », qui lui permettent tant de

recevoir que d'envoyer des données. Ces données sont transférées par des fils de liaison, qui ont de couleurs, des styles et des épaisseurs qui dépendent du type de signaux transférés (135).

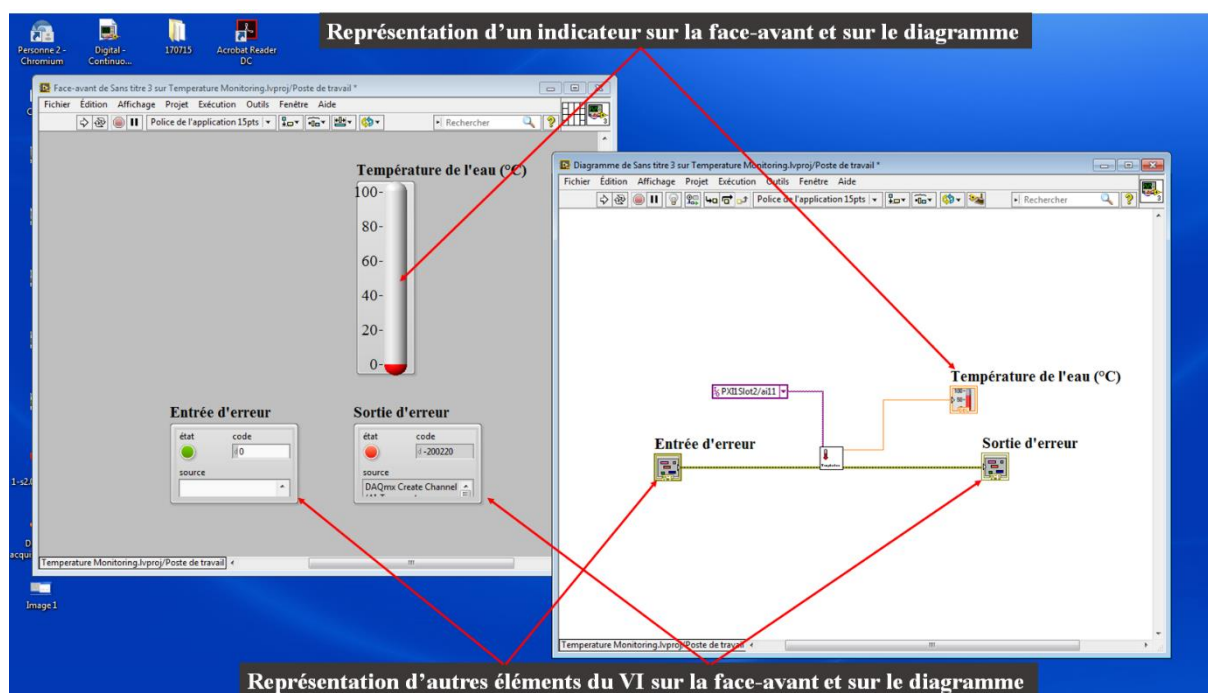


Figure 129. Face-avant et diagramme d'un VI utilisé pour acquérir et enregistrer les signaux produits par un capteur de température

LabVIEW est souvent défini comme un langage de programmation par flux de données. Or, même s'il se caractérise par les mêmes structures et instructions que de nombreux langages textuels, tels que les types de données, les variables, les structures conditionnelles, etc., contrairement à ceux-ci en LabVIEW l'ordre d'exécution du code est déterminé par le flux de données au travers des « nœuds »⁶³.

En effet, lorsqu'un VI est exécuté, les commandes de la face-avant fournissent des valeurs. Les terminaux de sortie de ces commandes produisent alors, dans le diagramme, des données qui sont transportées par des fils de liaison jusqu'aux entrées des nœuds suivants. Lorsque ceux-ci possèdent une donnée sur chacune de leurs entrées, ils génèrent à leur tour des données. De cette manière, l'exécution du code est contrôlée par ces transferts de données et non pas par l'emplacement de ce code dans le diagramme.

⁶³ En LabVIEW l'on utilise l'expression nœud pour indiquer un élément quelconque ayant au moins une entrée et une sortie.

Il est important de noter que si plusieurs nœuds sont exécutables en même temps, le logiciel LabVIEW choisit de façon arbitraire ceux à exécuter parmi tous (135).

En général, le flux de données se termine dans un indicateur. Il est à cet égard important de remarquer que s'il existe des parties de code indépendantes, celles-ci s'exécuteront en parallèle (i.e. l'une indépendamment de l'autre). Néanmoins, il est possible de créer une séquence d'exécution bien définie en utilisant des fonctions spécifiques.

Dans le cadre de la présente thèse, LabVIEW a été utilisé pour développer deux applications, respectivement l'application « Gestionnaire de la chambre de combustion », permettant de piloter le dispositif expérimental, et l'application « Contrôleur de la chambre de combustion », permettant d'enregistrer les données produites par les instruments de mesure dont le banc de test est équipé. Ces applications sont les deux de type événementiel.

La programmation événementielle est une méthode de programmation dans laquelle le programme attend qu'un événement se produise avant d'exécuter une ou plusieurs instructions. En LabVIEW, ce type de programmation permet de développer des applications où des événements extérieurs peuvent, en se produisant, influencer l'exécution du code contenu dans le diagramme. Elle est très bien adaptée à la création d'applications finalisées au pilotage et au contrôle de banc de test car d'une part, elle permet aux utilisateurs d'interagir à tout moment avec l'instrumentation du dispositif expérimental et, d'autre part, elle fait en sorte que celui-ci soit en mesure de réagir d'une manière prédéfinie à un événement extérieur quel qu'il soit.

Or, dans l'environnement de programmation LabVIEW l'on définit « événement » une notification quelconque qui indique au moteur d'exécution que quelque chose s'est produit. Parfois, une notification est générée par une action d'un utilisateur, par exemple un clic de souris sur une des commandes de la face-avant. D'autre fois, celle-ci provient d'un élément externe, par exemple un périphérique qui produit un message indiquant qu'une acquisition de donnée s'est achevée (82).

En général, une application événementielle contient une boucle qui exécute une partie du code en attendant qu'un événement parmi ceux envisagés par celle-ci se produise. Lorsqu'un de ces événements a lieu, cette application exécute alors en réponse à celui-ci des parties de code qui ont été écrites spécifiquement pour cet événement-ci pour puis revenir à son état précédant en attendant qu'un nouvel événement se produise.

Il est évidemment possible que des parties de ce code s'exécutent souvent car les événements associés ont lieu fréquemment alors que d'autres parties s'exécutent très rarement car les

évènements associés ne sont pas fréquents. Par exemple, dans le cas d'une application de ce type conçue pour piloter un dispositif de test, les parties du code relatives à l'acquisition et à l'enregistrement des signaux provenant de l'instrumentation s'exécutent presque sans interruption alors que celles de la mise en place de mesures de sécurité en cas d'accident ou de mal fonctionnement des instruments du banc peuvent même ne jamais s'exécuter (135).

La structure LabVIEW qui permet de créer des applications événementielles est la « structure événement ». Celle-ci permet en effet de mettre au point des programmes capables de réagir à un évènement quel qu'il soit sans aucun besoin d'interroger en continu les entrées, ce qui permet à l'ordinateur d'économiser des ressources mémoire.

La structure événement présente, généralement, plusieurs volets, dit « conditions », car chacun de ces volets est associé à un sous-programme conçu afin de remplir, dans le cadre de l'application, une tâche bien définie et qui ne s'exécute que si la condition associée à ce même volet est vérifiée. Or, lorsqu'un évènement spécifique se produit, cette structure reçoit une notification ; en conséquence, elle exécutera le sous-programme associé à l'une de ses conditions.

Une représentation de la structure événement est représentée dans la figure 130.

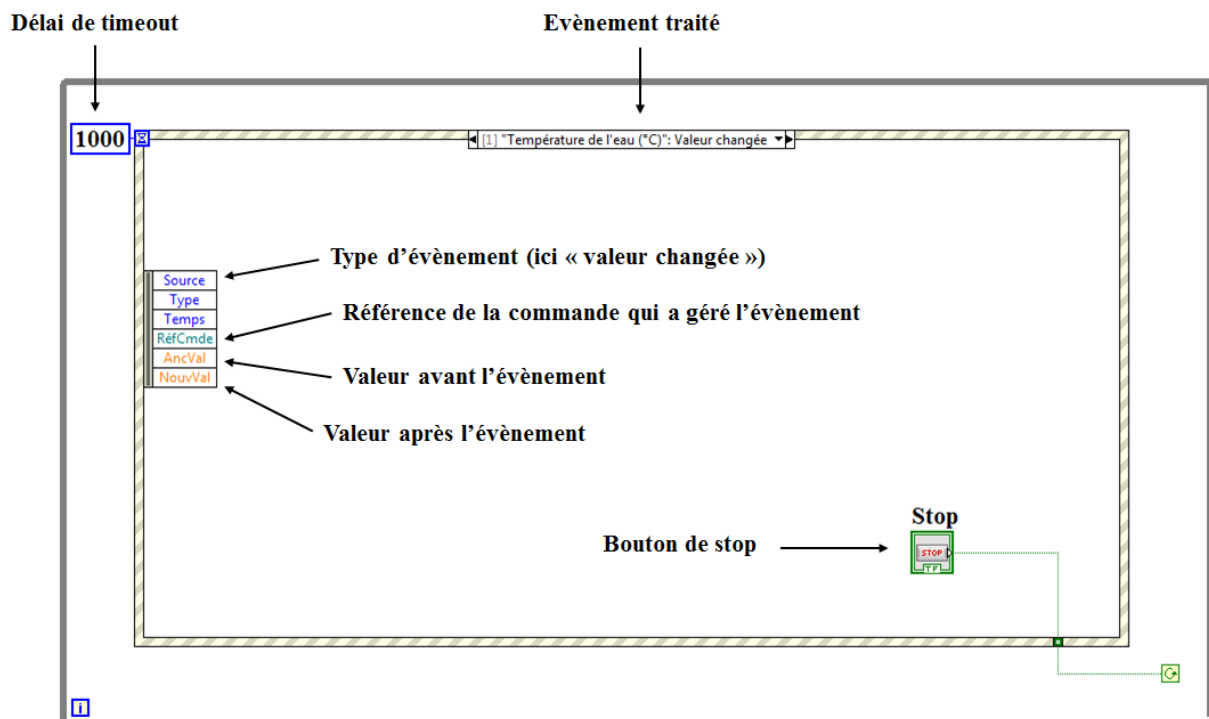


Figure 130. Représentation d'une structure événement avec stop conditionné à celui-ci

Pour compléter cette description de la structure évènement, il est à noter que si aucun des évènements qu'elle considère ne se vérifie, celle-ci ne permet à l'application d'exécuter aucune partie de son code. Néanmoins, parmi ses conditions, il en existe toujours une dite de « timeout », qui permet à l'application d'exécuter un code même en l'absence d'un évènement.

A cette fin, il suffit d'associer à ce « timeout » un délai, indiqué par le développeur en millisecondes. En ce faisant, si, lors de l'exécution du programme, aucune notification n'arrive, la structure évènement exécute le code associé à cette condition. Ceci se produit, évidemment, à des intervalles de temps constants qui coïncident avec le délai qui a été défini.

La structure évènement a été utilisée dans le cadre de la présente thèse pour développer tant l'application « Gestionnaire de la chambre de combustion » que l'application « Contrôleur de la chambre de combustion ».

Annexe A.7 : utilisation de l'équation des gaz parfaits pour décrire le comportement des gaz de combustion

L'équation d'état des gaz parfaits décrit le comportement d'un gaz réel avec une approximation qui est d'autant plus importante que celui-ci se trouve loin de son point critique. L'utilisation de cette équation étant toujours acceptable si la température réduite du fluide est supérieure à 4, pour des températures réduites inférieures à cette valeur il est possible d'utiliser ce modèle si le facteur de compressibilité Z est compris entre 0,98 et 1,02 (83).

Le gaz donné, le calcul du facteur de compressibilité Z se fait, pour une pression et une température définies, à l'aide de relations qui utilisent des variables d'état dites réduites. Celles-ci sont définies de la manière suivante :

$$P_r = \frac{P}{P_c} \qquad T_r = \frac{T}{T_c} \qquad v_r = \frac{v}{v_c} \qquad \text{A7.1}$$

où P_c , T_c et v_c sont respectivement la pression critique, la température critique et le volume molaire critique du gaz.

Dans le cadre de la présente étude, un calcul a été fait pour vérifier que les conditions présentes en chambre de combustion soient telles à pouvoir modéliser les propriétés des gaz brûlés suivant ce modèle. Pour ce faire, les pressions et les températures réduites des espèces majoritaires dont ceux-ci se constituent ont été calculées pour une pression de 1 bar dans la plage de température de 700 K à 2200 K⁶⁴.

Les résultats de ce calcul sont donnés dans les tableaux 31 et 32 ci-dessous. Les données présentées ces tableau montrent qu'indépendamment de la valeur acquise par le facteur de compressibilité, les conditions des gaz brûlés sont telles justifier l'utilisation du modèle du gaz parfait pour CO, N₂ et H₂.

Pression (bar)	P_r, CO_2	$P_r, \text{H}_2\text{O}$	P_r, CO	P_r, N_2	P_r, H_2
1	0,0137	0,0050	0,00286	0,0294	0,0769

Tableau 31. Valeurs de P_r des gaz de combustion pour une pression de 1 bar (83)

⁶⁴ Les espèces majoritaires dont les gaz de combustion se constituent sont le dioxyde de carbone CO₂, la vapeur d'eau H₂O, le monoxyde de carbone CO, le diazote N₂ et l'hydrogène H₂. Quel que soit le cas d'étude considéré, la somme des fractions molaires de ces composés dépasse 99.6 %.

Température (K)	T_r, CO_2	T_r, H_2O	T_r, CO	T_r, N_2	T_r, H_2
600	0,9	2,0	4,5	4,8	18,1
800	1,2	2,6	6,0	6,3	24,2
1000	1,6	3,3	7,5	7,9	30,2
1200	1,8	3,9	9,0	9,5	36,3
1400	2,2	4,6	10,5	11,1	42,3
1600	2,5	5,3	12,0	12,7	48,3
1800	2,8	5,9	13,5	14,3	54,4
2000	3,1	6,6	15,0	15,8	60,4
2200	3,4	7,2	16,6	17,4	66,5

Tableau 32. Valeurs de T_r des gaz de combustion pour dans la plage de températures de 700 K à 2200 K (83)

Afin de calculer les valeurs de Z pour CO_2 et H_2O , le graphe de la figure 131 est donné. Celui-ci permet aisément d'observer que, même pour ces deux composés, les conditions des gaz de combustion justifient la modélisation par le modèle du gaz parfait.

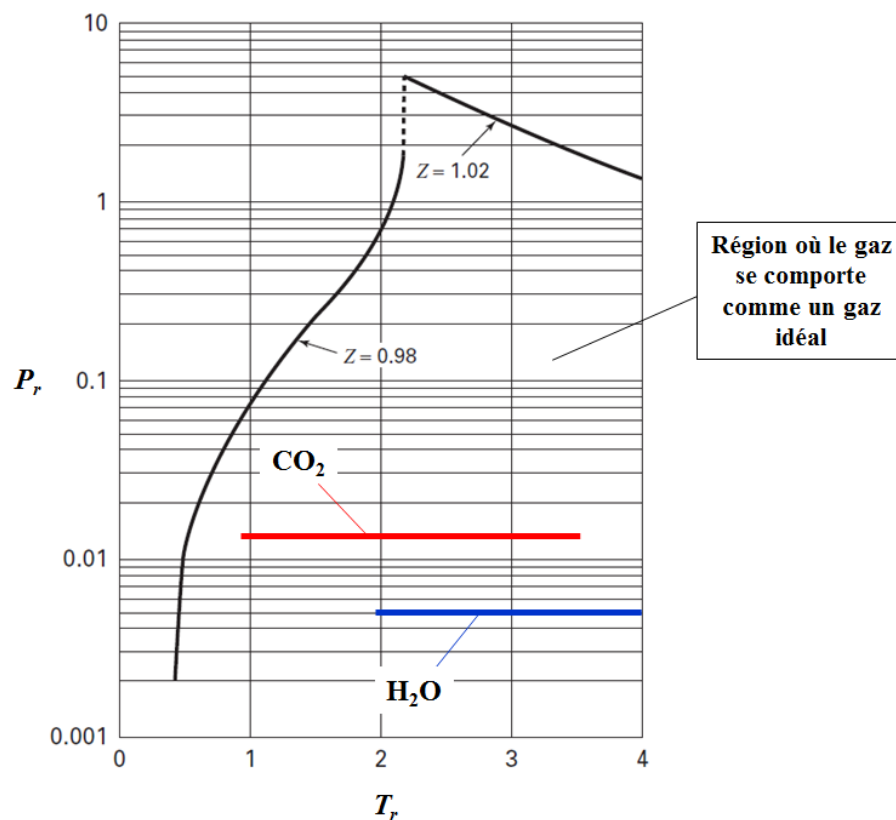


Figure 131. Valeurs de P_r et T_r pour lesquelles le facteur de compressibilité Z est compris entre 0.98 et 1.02 (83)

Annexe A.8 : calcul de la capacité thermique isobare des espèces constituant les gaz de combustion

Le tableau ci-dessous présente les coefficients utilisés pour le calcul des capacités thermiques isobares des espèces majoritaires dont les gaz de combustion se constituent. Ces coefficients ont été obtenus par le Design Institute for Physical Properties (DIPPR) of the American Institute of Chemical Engineers (AIChE) (87).

Si les capacités thermiques de ces espèces sont calculées en utilisant ces coefficients par l'équation 3.9 (cf. 3.2.2) et la température est exprimée en degrés Kelvin, celles-ci seront exprimées en $\text{J.kmol}^{-1}.\text{K}^{-1}$.

Espèce	$C_1 \cdot 10^{-5}$	$C_2 \cdot 10^{-5}$	$C_3 \cdot 10^{-3}$	$C_4 \cdot 10^{-5}$	C_5	T_{\min} (K)	T_{\max} (K)
C_2H_4	0,334	0,947	1,596	0,551	740,8	200	1500
O_2	0,29103	0,1004	2,5265	0,09356	1153,8	50	1800
N_2	0,29105	0,086149	1,7016	0,001034	909,79	50	1800
CO_2	0,2937	0,3454	1,428	0,264	588	50	5000
H_2O	0,33363	0,2679	2,6105	0,08896	1169	100	2270
CH_4	16,042	0,33298	0,79933	2,0869	0,41602	50	1500
CO	0,29108	0,08773	3,0851	0,084553	1538,2	60	1500

Tableau 33. Coefficients utilisés pour le calcul des capacités thermiques des espèces majoritaires dont les gaz de combustion se constituent (87)

Annexe A.9 : calcul de la conductivité thermique des espèces constituant les gaz de combustion

Le tableau ci-dessous présente les coefficients utilisés pour le calcul des conductivités thermiques des espèces majoritaires dont les gaz de combustion se constituent. Ces coefficients ont été obtenus par le Design Institute for Physical Properties (DIPPR) of the American Institute of Chemical Engineers (AIChE) (87).

Si les conductivités thermiques de ces espèces sont calculées en utilisant ces coefficients par l'équation 3.13 (cf. 3.2.2) et que la température est exprimée en degrés Kelvin, celles-ci seront exprimées en $W.m^{-1}.K^{-1}$.

Espèce	C ₁	C ₂	C ₃	C ₄	T _{min} (K)	T _{max} (K)
C ₂ H ₄	$8,68 \cdot 10^{-6}$	1,4559	299,72	-29403	200	600
O ₂	$4,49 \cdot 10^{-5}$	0,7456	56,699	-	80	2000
N ₂	$3,21 \cdot 10^{-5}$	0,7722	16,323	373,72	63	2000
CO ₂	3,69	-0,3838	964	$1,86 \cdot 10^6$	50	5000
H ₂ O	$6,204 \cdot 10^{-6}$	1,3973	2,6105	0,08896	273	1073
CH ₄	$8,398 \cdot 10^{-6}$	1,4268	-49,654	2,0869	50	1500
CO	0,0005988	0,6863	57,13	501,92	70	1500

Tableau 34. Coefficients utilisés pour le calcul des conductivités thermiques des espèces majoritaires dont les gaz de combustion se constituent (95)

Annexe A.10 : calcul de la viscosité dynamique des espèces constituant les gaz de combustion

Le tableau ci-dessous présente les coefficients utilisés pour le calcul des viscosités dynamiques des espèces majoritaires dont les gaz de combustion se constituent. Ces coefficients ont été obtenus par le Design Institute for Physical Properties (DIPPR) of the American Institute of Chemical Engineers (AIChE) (87).

Si les viscosités dynamiques de ces espèces sont calculées en utilisant ces coefficients par l'équation 3.15 (cf. 3.2.2) et que la température est exprimée en degrés Kelvin celles-ci seront exprimées en Pa.s.

Espèce	C ₁	C ₂	C ₃	C ₄	T _{min} (K)	T _{max} (K)
C ₂ H ₄	2,08 · 10 ⁻⁶	0,4163	352,7	-	169	1000
O ₂	1,101 · 10 ⁻⁶	0,5634	96,3	-	80	2000
N ₂	6,559 · 10 ⁻⁷	0,6081	54,714	-	63	1970
CO ₂	2,108 · 10 ⁻⁶	0,46	290	-	194	2000
H ₂ O	1,709 · 10 ⁻⁸	1,1146	-	-	273	1073
CH ₄	5,254 · 10 ⁻⁷	0,59006	105,67	-	90	1000
CO	1,112 · 10 ⁻⁶	0,5338	94,7	-	70	1500

Tableau 35. Coefficients utilisés pour le calcul des viscosités dynamiques des espèces majoritaires dont les gaz de combustion se constituent (95)

Annexe A.11 : calcul réalisé afin de mettre en comparaison les équations de Sieder and Tate et Hausen

Le calcul des échanges thermiques ayant lieu par convection entre les gaz de combustion et la surface interne de la paroi de la chambre de combustion peut se faire en utilisant des équations empiriques. Ainsi qu'il a été expliqué dans la section 3.4, deux équations trouvées dans la littérature, l'une proposée par Sieder and Tate, l'autre proposée par Hausen, les deux se caractérisant par des plages de Reynolds et Prandtl adaptées aux configurations à traiter, ont été mises en comparaison afin de choisir la plus adaptée.

Pour ce faire, celles-ci ont été utilisées pour calculer les flux de chaleur échangés entre les gaz brûlés et la paroi de la chambre pour un des cas de test, l'expérience E2 (voir annexe A.12). Ces calculs ont été réalisés après avoir réparti la chambre de combustion en dix quartiers, chacun de 4,5 cm de hauteur (cf. 3.4), pour les cinq conditions de fonctionnements stationnaires atteintes par celle-ci au cours du test (voir chapitre 4, sections 4.2 et 4.3).

Les valeurs de Nusselt obtenues par l'équation de Sieder and Tate et par celle de Hausen sont données respectivement dans le tableau 36 et dans le tableau 37 ci-après.

Quartier	Nu ₁	Nu ₂	Nu ₃	Nu ₄	Nu ₅
Q1	6,79	7,02	7,24	6,94	6,67
Q2	6,37	6,46	6,71	6,41	6,48
Q3	5,83	5,83	5,91	5,77	5,65
Q4	5,56	5,69	5,80	5,63	5,59
Q5	5,43	5,49	5,56	5,37	5,30
Q6	5,15	5,20	5,29	5,15	5,04
Q7	5,56	5,64	5,70	5,56	5,42
Q8	5,48	5,58	5,65	5,49	5,36
Q9	5,87	5,92	6,00	5,87	5,70
Q10	5,56	5,64	5,70	5,56	5,42

Tableau 36. Valeurs du nombre de Nusselt obtenues par l'équation de Sieder and Tate pour les dix quartiers dans lesquels la chambre de combustion a été répartie (cf. 3.4) pour le test E2

Quartier	Nu ₁	Nu ₂	Nu ₃	Nu ₄	Nu ₅
Q1	11,82	12,34	12,83	12,24	11,66
Q2	11,26	11,45	12,13	11,48	11,89
Q3	10,33	10,25	10,42	10,16	9,89
Q4	9,98	10,24	10,45	10,13	10,10
Q5	9,82	10,02	10,14	9,74	9,60
Q6	9,24	9,33	9,49	9,23	9,00
Q7	10,12	10,30	10,47	10,13	9,87
Q8	10,20	10,41	10,57	10,25	9,93
Q9	10,66	10,86	11,04	10,71	10,35
Q10	10,84	11,10	11,23	11,18	10,52

Tableau 37. Valeurs du nombre de Nusselt obtenues par l'équation de Hauser pour les dix quartiers dans lesquels la chambre de combustion a été répartie (cf. 3.4) pour le test E2

La comparaison des données présentées dans ces tableaux indique que les valeurs de Nu obtenues par l'équation de Hausen sont, en général, plus importantes que celles obtenues par l'équation de Sieder and Tate.

L'utilisation des valeurs du nombre de Nusselt données ci-dessus permet, pour chacun des deux modèles, le calcul des coefficients d'échange convectif entre les gaz de combustion et la paroi pour chacun des dix quartiers Q1, Q2, etc, par l'équation (3.20) (cf. 3.4). Ces coefficients-ci permettent, ensuite, le calcul du flux thermique total échangé entre ces gaz et la surface interne de la chambre de combustion.

Les résultats de ces calculs sont présentés, pour les cinq conditions de fonctionnement stationnaire atteintes par la chambre au cours de ce test, dans le tableau 38 proposé ci-dessous. Afin de peser les deux modèles analysés, ces flux sont également mis en comparaison avec la variation d'enthalpie subie par les gaz de combustion entre la base de la chambre de combustion et la sortie de celle-ci.

Les données présentées dans le tableau ci-dessus indiquent que l'utilisation des coefficients d'échange convectifs obtenus par l'équation de Hausen se traduit par une surestimation du flux thermique échangé entre les gaz brûlés et la paroi interne de la chambre. Au contraire, ceux

obtenus par l'équation de Sieder and Tate permettent d'obtenir des flux thermiques convectifs compatibles avec la variation d'enthalpie subie par les gaz de combustion en traversant la chambre. La décision a alors été prise d'employer, pour le calcul de ces flux-ci, pour tous les cas de test les coefficients convectifs issus de l'équation de Sieder and Tate.

Condition de fonctionnement stationnaire	Q_{conv} Sieder & Tate (W)	Q_{conv} Hausen (W)	ΔH_{gaz brûlés} (W)
1	466,0	843,5	509,9
2	590,7	1080,9	638,8
3	655,0	1211,7	775,3
4	579,6	1049,1	647,8
5	451,6	812,9	517,0

Tableau 38. Comparaison entre les flux thermiques convectifs calculés à l'aide de l'équation de Sieder and Tate et de celle de Hausen et la variation d'enthalpie subie par les gaz brûlés dans la chambre de combustion pour les cinq conditions de fonctionnements stationnaires atteintes par celle-ci au cours du test E2

Annexe A.12 : données permettant le calcul de l'émissivité des espèces majoritaires parmi celles qui contribuent au rayonnement de gaz de combustion

Cette annexe répertorie les formules et les données à utiliser afin de calculer les paramètres nécessaires pour la détermination de l'émissivité des espèces majoritaires parmi celles qui contribuent au rayonnement de gaz de combustion (cf. 3.5.1).

Le tableau ci-dessous présente des formules et des données permettant, à l'aide des équations (3.24) à (3.30), l'absorption par le dioxyde de carbone et par la vapeur d'eau d'une partie du rayonnement infrarouge généré par le mélange gazeux.

Paramètre	H ₂ O	CO ₂
$P_a L_{rad}$	1 bar. cm	1 bar. cm
a	2,144 avec $\frac{T}{T_0} < 0,7$ 1,88 - 2,053 log ₁₀ $\frac{T}{T_0}$ avec $\frac{T}{T_0} \geq 0,7$	$1 + 0,1 \cdot \left(\frac{T_0}{T}\right)^{1,45}$
b	$1,1 \cdot \left(\frac{T_0}{T}\right)^{0,25}$	0,23
c	0,5	1,47
d	$0,054 \cdot \left(\frac{T_0}{T}\right)^2$ avec $\frac{T}{T_0} < 0,7$ $0,225 \cdot \left(\frac{T_0}{T}\right)^2$ avec $\frac{T}{T_0} \geq 0,7$	$13,2 \cdot \left(\frac{T}{T_0}\right)^2$
P_E	$(P + 2,5 \cdot b \cdot P_{par} \cdot T^{-0,5}) \cdot P_{cr}^{-1}$	$(P + 0,28 \cdot P_{par}) \cdot P_0^{-1}$

Tableau 39. Coefficients utilisés pour estimer l'absorption par le dioxyde de carbone CO₂ et par la vapeur d'eau H₂O d'une partie du rayonnement infrarouge généré par le mélange gazeux (94)

Dans ce tableau-ci, P_a représente la pression absolue du mélange gazeux, P_{par} et P_{cr} représentent respectivement la pression partielle et la pression critique du gaz concerné, P_0 est égal à 1 bar, T_0 est égal à 1000 K (94).

Le tableau ci-dessous présente, lui, des données permettant le calcul de l'émissivité du monoxyde de carbone CO. Ces données sont celles déterminées par Malkmus and Thompson (98).

$P_{CO}L_{rad}$	T			
	1000 °R	1600 °R	2200 °R	2800 °R
0,01 atm.ft	0,0052	0,0055	0,0036	0,00224
0,1 atm.ft	0,0167	0,0196	0,0145	0,00986
1 atm.ft	0,0403	0,0517	0,0418	0,02855

Tableau 40. Emissivité du monoxyde de carbone CO en fonction de la température et du produit de la pression partielle du gaz et de la longueur du trajet optique parcouru par la radiation dans celui-ci (98)

Les émissivités du dioxyde de carbone et de l'eau ont été, elles, déterminées par des graphes créés par Hottel et Sarofim (97). Ces graphes sont présentés ci-après.

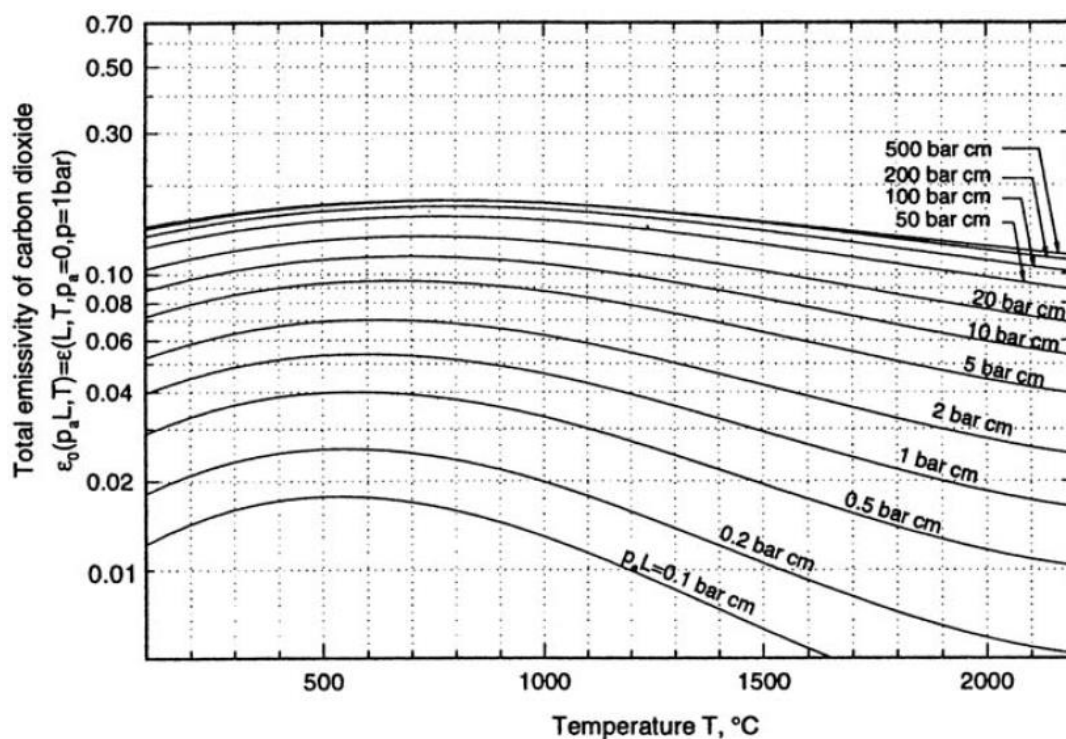


Figure 132. Emissivité du dioxyde de carbone CO₂ en fonction de la température et du produit de la pression partielle du gaz et de la longueur du trajet optique parcouru par la radiation dans celui-ci (94)

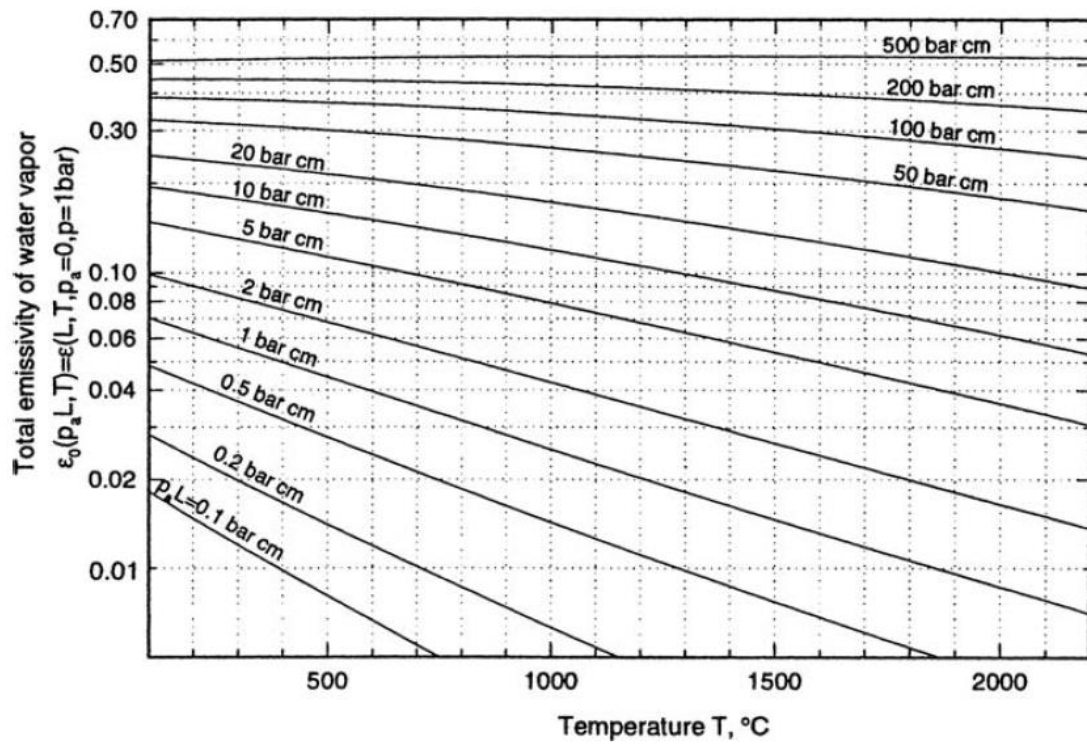


Figure 133. Emissivité de l'eau H₂O en fonction de la température et du produit de la pression partielle du gaz et de la longueur du trajet optique parcouru par la radiation dans celui-ci (94)

Annexe A.13 : enthalpie de combustion de l'éthylène en fonction de la richesse de la combustion

Cette annexe présente la variation des fractions molaires des espèces majoritaires constituant les gaz brûlés en fonction de la richesse ϕ de la combustion pour trois valeurs de celle-ci, respectivement 1,0, 1,25 et 1,5 (voir tableau 41).

Elle présente également la variation de l'enthalpie de combustion de l'éthylène en fonction de ce paramètre (à la température de 298 K, voir tableau 42).

ϕ	N ₂	H ₂ O	CO ₂	CO	O ₂	H ₂
1	0,7280	0,1220	0,1080	0,0210	0,0090	0,0060
1,25	0,6930	0,1300	0,0800	0,0720	0,0000	0,0210
1,5	0,6540	0,1190	0,0530	0,1190	0,0000	0,0530

Tableau 41. Variation des fractions molaires des espèces majoritaires constituant les gaz brûlés en fonction de la richesse ϕ de la combustion pour trois valeurs de celle-ci, respectivement 1,0, 1,25 et 1,5

ϕ	$\Delta H_{\text{carb} 298} \text{ (kJ}\cdot\text{mol}^{-1}\text{)}$	$\Delta H_{\text{carb} 298} \text{ (kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\text{)}$
1	-1205360,1	-43048,6
1,25	-985538,5	-35197,8
1,5	-782928,6	-27961,7

Tableau 42. Variation de l'enthalpie de combustion de l'éthylène en fonction de la richesse ϕ de la combustion pour trois valeurs de celle-ci, respectivement 1,0, 1,25 et 1,5

Annexe A.14 : déroulement des tests qui ont fait l'objet d'une analyse détaillée dans le chapitre 4

Le déroulement des tests qui ont été analysés dans le chapitre 4 est présenté ici.

Test E1 ($\phi=1.5$)

Temps (min)	Déplacement des thermocouples	Variation du débit d'éthylène (g.s ⁻¹)	Variation du débit d'air (g.s ⁻¹)
1,5	Début de test : débit d'éthylène 0,030 g.s ⁻¹ , débit d'air 0,30 g.s ⁻¹		
74,0	P1 to P2	-	-
84,0	P2 to P3	-	-
91,0	P3 to P1	0,030 to 0,040	0,30 to 0,40
93,0	P1 to P2	-	-
137,0	P2 to P3	-	-
147,0	P3 to P1	0,040 to 0,050	0,40 to 0,50
155,0	P1 to P2	-	-
158,5	P2 to P3	-	-
168,0	P3 to P1	0,050 to 0,040	0,50 to 0,40
185,0	Fin de test		

Tableau 43. Déroulement de l'expérience E1

Remarques après l'essai :

- Le carburant a pyrolysé en formant un dépôt carboné. Il s'est alors avéré impossible de compléter le test dû au bouchage du canal de refroidissement par le coke ;
- Un liquide généré par la décomposition du carburant, très visqueux, a été trouvé en très grande quantité dans la cellule de perméation installée au bout de ce canal ;
- A l'issue de cette expérience le canal de refroidissement a dû être remplacé.

Test E2 ($\phi=1.0$)

Temps (min)	Déplacement des thermocouples	Variation du débit d'éthylène (g.s^{-1})	Variation du débit d'air (g.s^{-1})
4,2	Début de test : débit d'éthylène $0,020 \text{ g.s}^{-1}$, débit d'air $0,30 \text{ g.s}^{-1}$		
143,8	P1 to P2	-	-
147,2	P2 to P3	-	-
154,2	P3 to P1	0,020 to 0,024	0,30 to 0,36
223,2	P1 to P2	-	-
227,0	P2 to P3	-	-
235,1	P3 to P1	0,024 to 0,028	0,36 to 0,42
299,1	P1 to P2	-	-
302,0	P2 to P3	-	-
307,6	P3 to P1	0,028 to 0,024	0,42 to 0,36
374,0	P1 to P2	-	-
376,9	P2 to P3	-	-
384,5	P3 to P1	0,024 to 0,020	0,36 to 0,30
442,4	P1 to P2	-	-
445,3	P2 to P3	-	-
453,4	Fin de test		

Tableau 44. Déroulement de l'expérience E2

Remarques après l'essai :

- Le carburant a pyrolysé sans pour autant former de coke ;
- Des produits liquides générés par la décomposition du carburant ont été trouvés, en très faible quantité, dans la cellule de perméation installée au bout du canal de refroidissement.

Test E3 ($\phi=1.25$)

Temps (min)	Déplacement des thermocouples	Variation du débit d'éthylène (g.s ⁻¹)	Variation du débit d'air (g.s ⁻¹)
0,1	Début de test : débit d'éthylène 0,020 g.s ⁻¹ , débit d'air 0,24 g.s ⁻¹		
84,0	P1 to P2	-	-
93,0	P2 to P3	-	-
105,2	P3 to P1	0,020 to 0,024	0,24 to 0,29
122,0	P1 to P2	-	-
129,0	P2 to P3	-	-
137,2	P3 to P1	0,024 to 0,028	0,29 to 0,35
180,0	P1 to P2	-	-
187,2	P2 to P3	-	-
196,7	P3 to P1	0,028 to 0,024	0,35 to 0,29
232,1	P1 to P2	-	-
236,9	P2 to P3	-	-
246,0	P3 to P1	0,024 to 0,020	0,29 to 0,24
307,5	P1 to P2	-	-
315,1	P2 to P3	-	-
329,5	Fin de test		

Tableau 45. Déroulement de l'expérience E3

Remarques après l'essai :

- Le carburant a pyrolysé sans pour autant former de coke ;
- Des produits liquides générés par la décomposition du carburant ont été trouvés dans la cellule de perméation installée au bout du canal de refroidissement.

Test E4 ($\phi=1.5$)

Temps (min)	Déplacement des thermocouples	Variation du débit d'éthylène (g.s ⁻¹)	Variation du débit d'air (g.s ⁻¹)
0,3	Début de test : débit d'éthylène 0,020 g.s ⁻¹ , débit d'air 0,20 g.s ⁻¹		
104,1	P1 to P2	-	-
109,9	P2 to P3	-	-
117,5	P3 to P1	0,020 to 0,024	0,20 to 0,24
151,3	P1 to P2	-	-
155,6	P2 to P3	-	-
162,9	P3 to P1	0,024 to 0,028	0,24 to 0,28
185,9	P1 to P2	-	-
189,9	P2 to P3	-	-
201,2	P3 to P1	0,028 to 0,024	0,28 to 0,24
214,3	P1 to P2	-	-
234,3	Fin de test		

Tableau 46. Déroulement de l'expérience E4

Remarques après l'essai :

- Le carburant a pyrolysé en formant un dépôt carboné. Il s'est alors avéré impossible de compléter le test dû au bouchage du canal de refroidissement par ce coke ;
- Un liquide généré par la décomposition du carburant, assez visqueux, a été trouvé, en très grande quantité, dans la cellule installée au bout de ce canal ;
- Ce liquide s'était également accumulé dans le canal de refroidissement. Suite à cela, le canal de refroidissement a dû être remplacé.

Test E8 ($\phi=1.5$)

Temps (min)	Déplacement des thermocouples	Variation du débit d'éthylène (g.s^{-1})	Variation du débit d'air (g.s^{-1})
1,2	Début de test : débit d'éthylène $0,020 \text{ g.s}^{-1}$, débit d'air $0,20 \text{ g.s}^{-1}$		
105,2	P1 to P2	-	-
110,2	P2 to P3	-	-
117,5	P3 to P1	0,020 to 0,024	0,20 to 0,24
194,9	P1 to P2	-	-
198,8	P2 to P3	-	-
207,2	P3 to P1	0,024 to 0,028	0,24 to 0,28
243,7	P1 to P2	-	-
247,1	P2 to P3	-	-
261,7	P1 to P2	0,028 to 0,024	0,28 to 0,24
331,7	P1 to P2	-	-
335,5	P2 to P3	-	-
344,6	Fin de test		

Tableau 47. Déroulement de l'expérience E8

Remarques après l'essai :

- Le carburant a pyrolysé en formant un dépôt carboné. Il s'est alors avéré impossible de compléter le test dû au bouchage du canal de refroidissement par ce coke ;
- Un liquide généré par la décomposition du carburant, assez visqueux, a été trouvé, en très grande quantité, dans la cellule installée au bout de ce canal ;
- A l'issue de cette expérience le canal de refroidissement a dû être remplacé.

Test E9 ($\phi=1.0$)

Temps (min)	Déplacement des thermocouples	Débit d'éthylène : 0,016 g.s ⁻¹		Taux d'ouverture de la vanne de régulation de pression
		Débit d'air : 0,24 g.s ⁻¹		
3,2		Début de test		
163,9	P1 to P2	-	-	-
163,9	P1 to P2	-	-	-
166,8	P2 to P3	-	-	-
174,3	P3 to P1	-	-	Diminution du taux d'ouverture de la vanne
218,1	P1 to P2	-	-	-
223,1	P2 to P3	-	-	-
231,5	P3 to P1	-	-	Diminution du taux d'ouverture de la vanne
279,5	P1 to P2	-	-	-
283,6	P2 to P3	-	-	-
290,6	P3 to P1	-	-	Augmentation du taux d'ouverture de la vanne
321,8	P1 to P2	-	-	-
324,2	P2 to P3	-	-	-
330,0	P3 to P1	-	-	Augmentation du taux d'ouverture de la vanne
388,5	P1 to P2	-	-	-
391,5	P2 to P3	-	-	-
399,2		Fin de test		

Tableau 48. Déroulement de l'expérience E8

Remarques après l'essai :

- Le carburant n'a pas pyrolysé ;
- La pression maximale atteinte par le carburant réchauffé a été 10,5 bar.

Annexe A.15 : dérivée temporelle de la température $T_{cr,sor}$ au cours du test E3 et E4

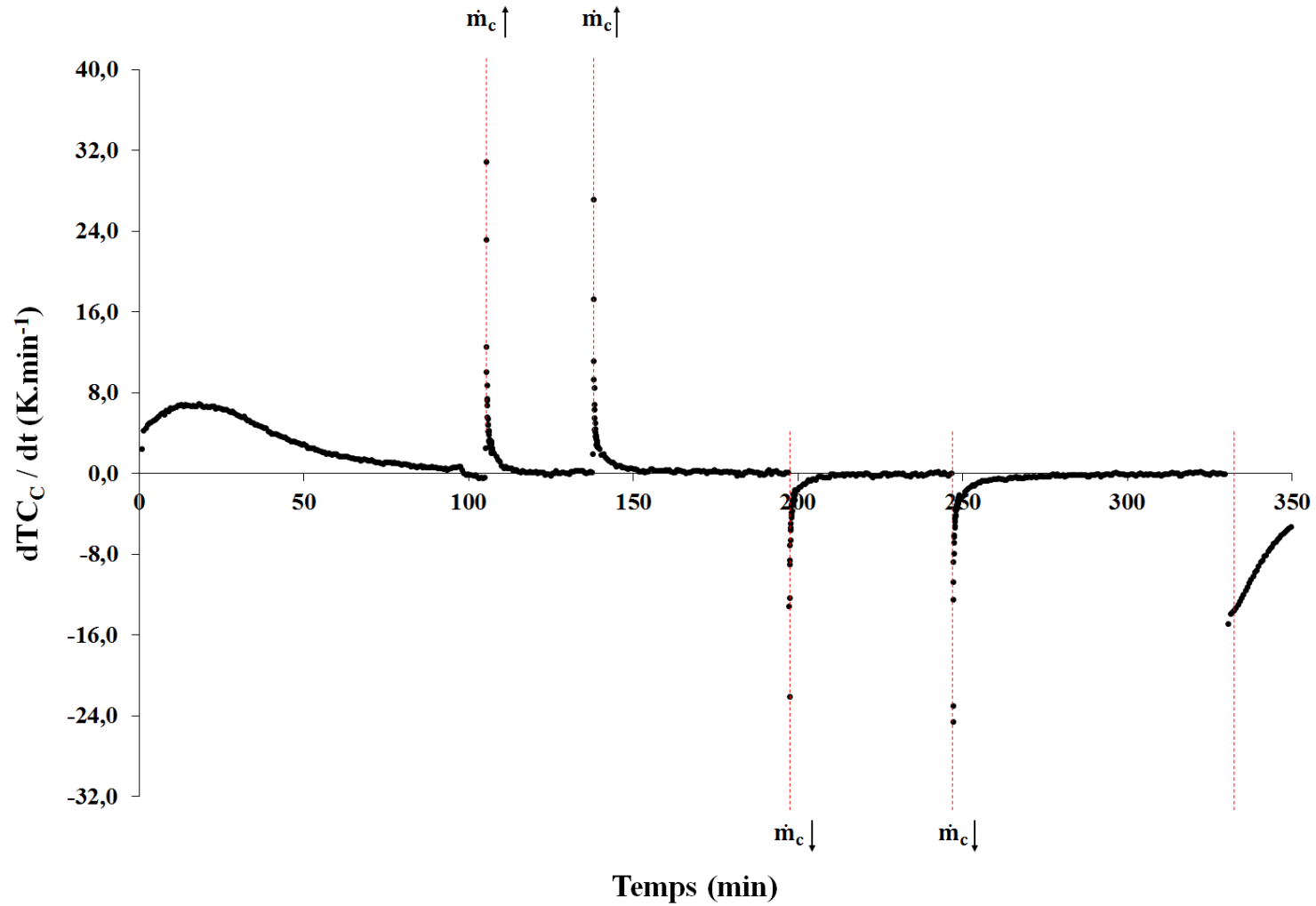


Figure 134. Dérivée temporelle de la pression du carburant mesurée à l'entrée du canal de refroidissement au cours du test E3 en fonction du temps

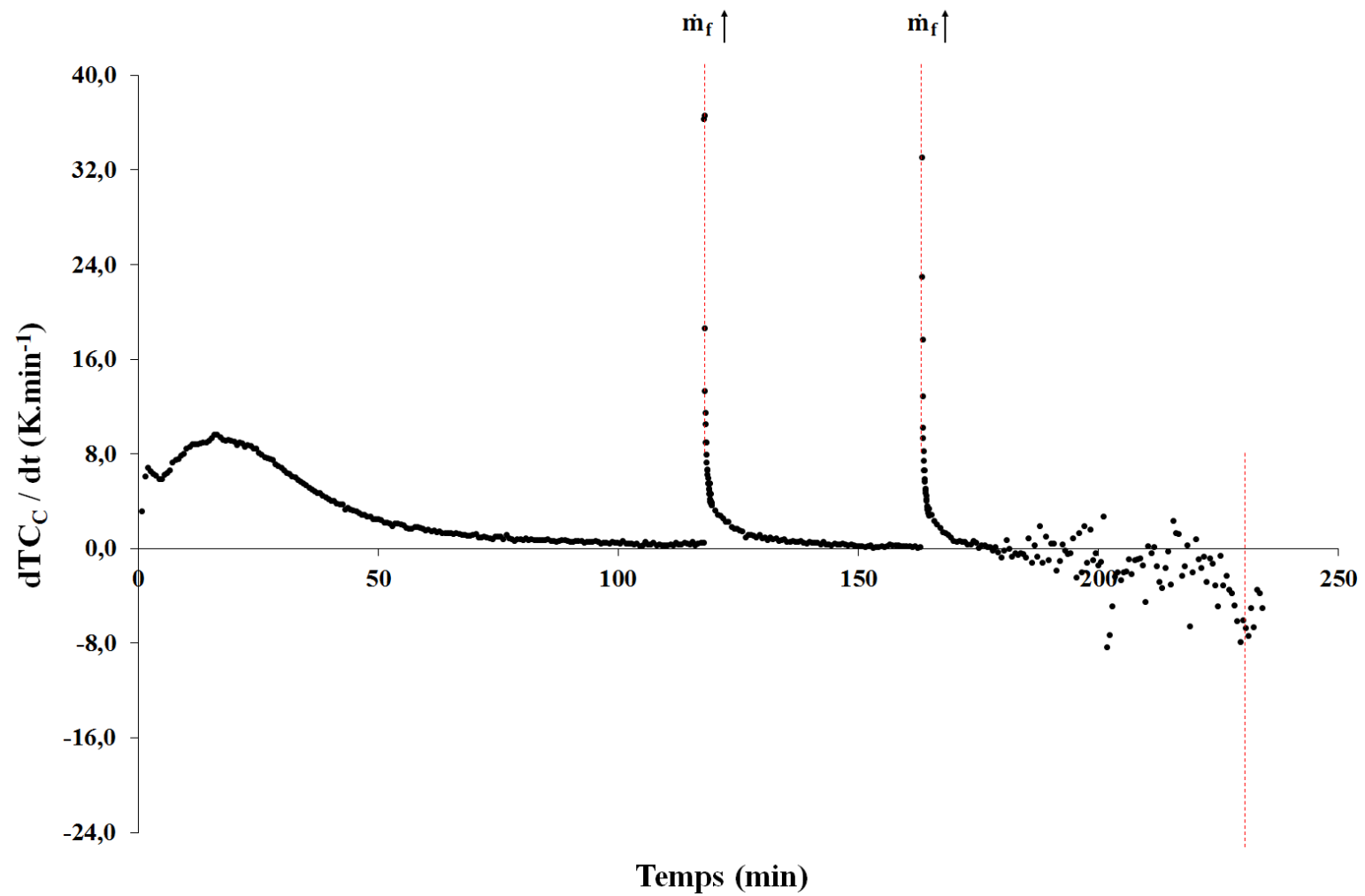


Figure 135. Dérivée temporelle de la pression du carburant mesurée à l'entrée du canal de refroidissement au cours du test E4 en fonction du temps

Annexe A.16 : brève étude comparative numérique de la décomposition du n-dodécane dans le canal de refroidissement

1. Introduction

Le n-dodécane est un alcane de formule chimique $C_{12}H_{26}$, se caractérisant par une enthalpie de combustion de $44,2 \text{ MJ.kg}^{-1}$. Sa température et sa pression critique sont respectivement $658,0 \text{ K}$ et $18,2 \text{ bar}$.

Son utilisation pour l'étude expérimentale du refroidissement régénératif présente de nombreux avantages. D'abord, il peut être considéré comme un bon représentatif des carburants endothermiques utilisés dans l'aéronautique. Après, vu que la décomposition thermique de cet hydrocarbure a déjà fait l'objet de nombreuses études, tant expérimentales que numériques, il existe des bases de données importantes qui permettraient de valider les résultats des expériences⁶⁵. Enfin, la disponibilité d'un mécanisme cinétique de pyrolyse de ce composé, développé et validé par le laboratoire DCPR de Nancy (5.2.2), faciliterait la modélisation de la décomposition du refroidisseur dans le canal de refroidissement.

Or, la mise en place de tests en utilisant ce combustible ayant des propriétés très différentes de celles de l'éthylène pour lequel le banc de test a été conçu, nécessite une adaptation du dispositif de test. La première étape consisterait à définir la longueur optimale du canal de refroidissement. En effet, comme il a été dit dans le chapitre 2 (cf. 2.3.1.2), cette longueur doit être telle à permettre l'échauffement du combustible à une température suffisamment élevée pour en permettre la pyrolyse tout en limitant la formation, dans le tube, d'un dépôt de coke.

Afin de permettre cette adaptation, une étude paramétrique cinétique, visant à mieux comprendre l'influence de la pression et du débit d'alimentation du n-dodécane sur la décomposition que le carburant subit dans le canal de refroidissement, a été conduite avec le

⁶⁵ La décomposition thermique du n-dodécane a, entre autre, fait l'objet d'une étude, tant expérimentale que numérique, réalisée dans le cadre du projet COMPARE I par N. Gascoin (40). La partie expérimentale de ce travail a porté sur l'étude de la pyrolyse de ce carburant dans des réacteurs tubulaires en acier chauffés par un four à des températures comprises dans la plage d'environ 550 K à environ 1250 K pour des pressions comprises entre 10 bar et 60 bar . Dans le cadre de la présente thèse, l'intérêt de cette étude se justifie par le fait qu'elle a permis de définir les effets sur la pyrolyse du n-dodécane dans un réacteur tubulaire de paramètres pertinents tels que la température du fluide, sa pression, son temps de séjour dans le réacteur, la géométrie de celui-ci en termes de diamètre externe et de diamètre interne. Elle a également permis d'observer la formation dans le réacteur d'un dépôt de coke généré par la pyrolyse de l'hydrocarbure, capable, sous certaines conditions, d'en provoquer le blocage.

logiciel CHEMKIN, en utilisant la configuration réactionnelle représentée en figure 82 (cf. 5.2.3).

Afin de comparer les résultats de cette étude numérique avec ceux des simulations réalisées avec l'éthylène, celles-ci ont été menées en supposant les mêmes conditions en termes de pression (respectivement 1 bar, 10 bar, 20 bar et 50 bar) et de débit de combustible (respectivement 0,020 g.s⁻¹, 0,024 g.s⁻¹ et 0,028 g.s⁻¹). Les échanges thermiques entre les gaz de combustion et le canal de refroidissement ont été modélisés de la même manière que pour l'éthylène, en indiquant la température de l'environnement extérieur à proximité des parois des dix réacteurs constituant la géométrie de calcul et les coefficients d'échange convectifs et radiatifs entre ces gaz et ces parois.

Cette étude cinétique a été conduite en utilisant les valeurs de ces paramètres déjà utilisées dans les mêmes conditions de débit et richesse pour l'éthylène. Afin de tenir en compte la spécificité du combustible, un facteur de correction a été appliqué en multipliant les températures par le rapport entre la température adiabatique de flamme du n-dodécane et celle de l'éthylène. Ce rapport est considéré égal à 0,96⁶⁶.

2. Effet de la pression et du débit du combustible sur sa décomposition ; comparaison avec l'éthylène

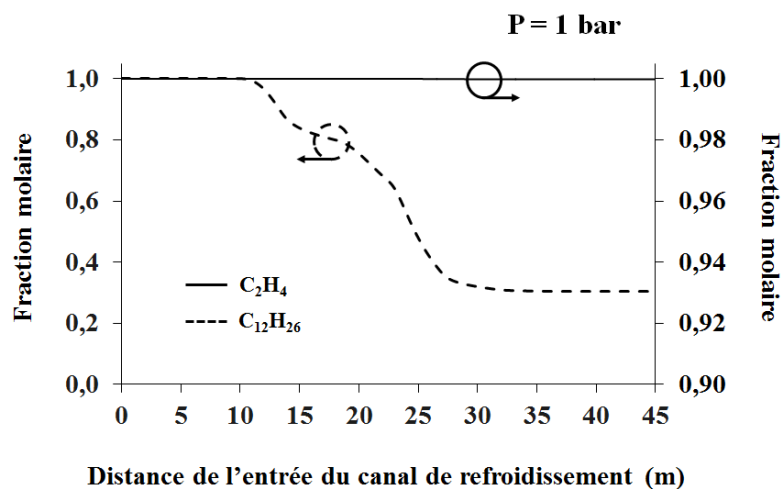
L'effet de la pression sur la pyrolyse du n-dodécane est présenté par la figure 136, qui met en comparaison la variation de la fraction molaire dans le canal de refroidissement de cet hydrocarbure avec celle de l'éthylène.

Cette figure présente des simulations réalisées en considérant un débit de combustible de 0,028 g.s⁻¹, pour quatre valeurs de la pression, respectivement 1 bar, 10 bar, 20 bar et 50 bar. L'analyse des courbes représentées montre que, comme pour l'éthylène, une augmentation de cette grandeur se traduit toujours par une hausse du taux de conversion du carburant.

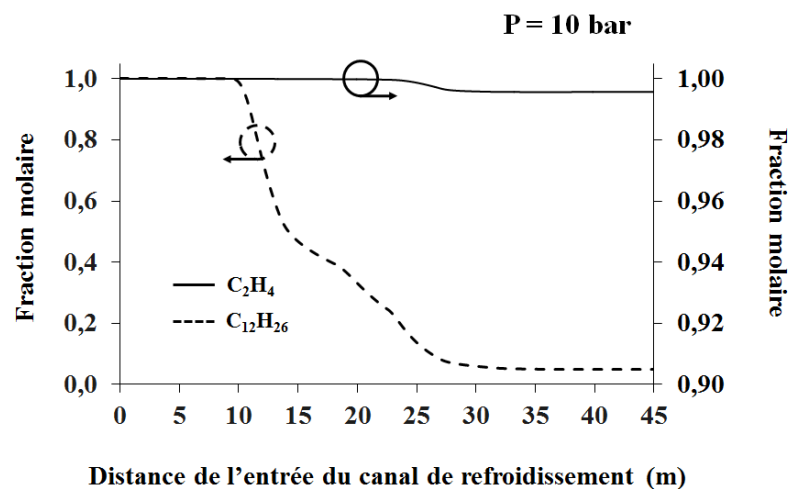
Ceci s'explique tant par l'effet d'accélération des réactions qui permettent la pyrolyse de celui-ci que par la hausse du temps de séjour du fluide dans le canal de refroidissement que la montée en pression cause (voir figure 137)⁶⁷.

⁶⁶ Ce coefficient est obtenu en considérant le rapport entre les températures adiabatiques de combustion du dodécane et de l'éthylène calculées en condition stœchiométrique. En supposant que la température initiale du mélange combustible – air soit 300 K, celles-ci sont respectivement égales à environ 2295 K et environ 2390 K.

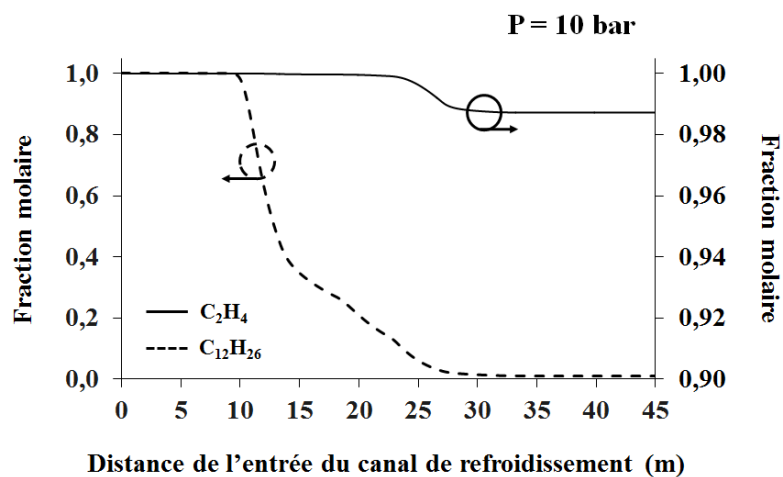
⁶⁷ Puisque le combustible est liquide dans la première partie du canal e refroidissement, l'impact de la pression sur la cinétique de sa décomposition et sur son temps de séjour dans ce canal est légèrement moins important que pour l'éthylène.



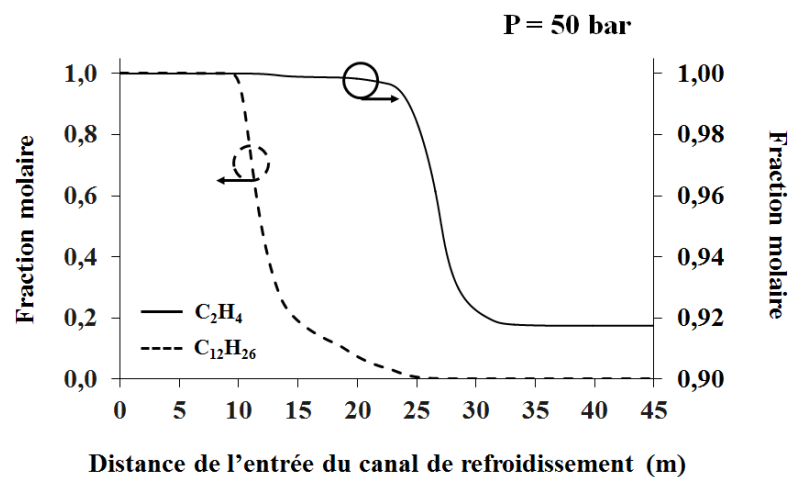
a)



b)



c)



d)

Figure 136. Variation de la fraction molaire d'éthylène (C_2H_4) et de n-dodécane ($C_{12}H_{26}$) en fonction de la distance de l'entrée pour un débit de combustible de $0,028 \text{ g}\cdot\text{s}^{-1}$ et des pressions de 1 bar, 10 bar, 20 bar et 50 bar

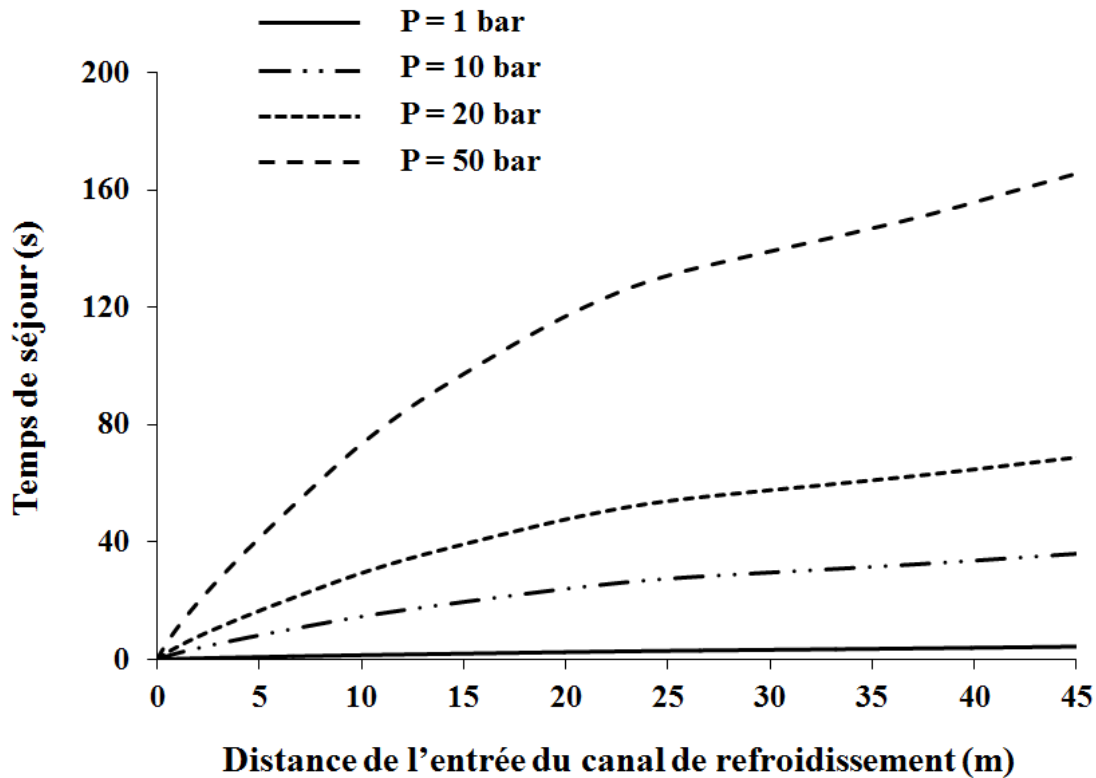


Figure 137. Variation du temps de séjour du n-dodécane dans le canal de refroidissement en fonction de la distance de l'entrée pour un débit de $0,024 \text{ g}\cdot\text{s}^{-1}$ et des pressions de 1 bar, 10 bar, 20 bar et 50 bar

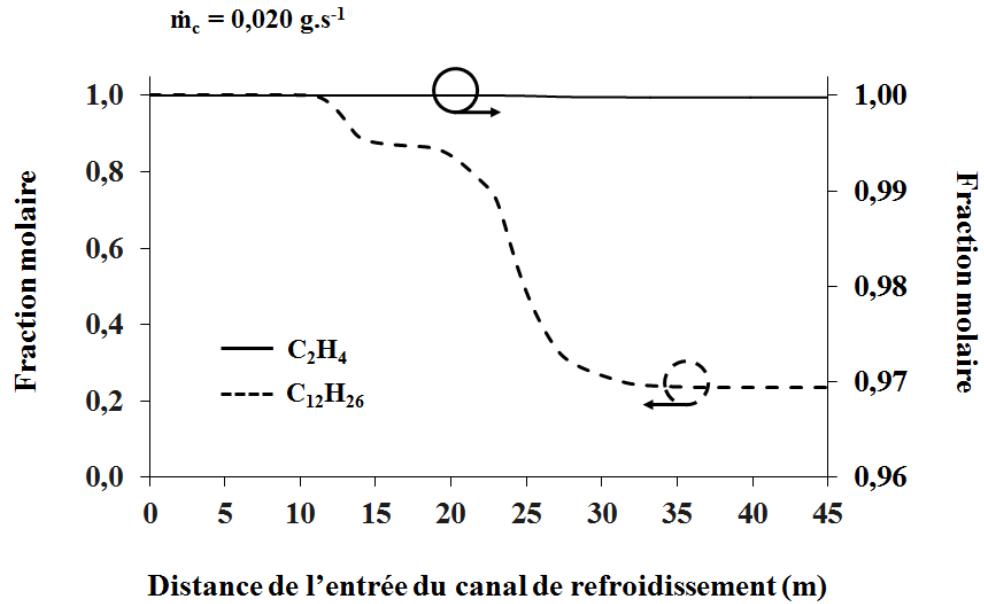
L'analyse de la figure 136 permet également d'observer que, quelle que soit la pression, la décomposition du n-dodécane débute beaucoup plus tôt que celle de l'éthylène et que le taux de pyrolyse atteint par le n-dodécane à la sortie du canal de refroidissement est, selon le cas, de un à trois ordres de grandeur plus important que celui de l'éthylène.

Cela est notamment dû à deux raisons : d'une part, cet hydrocarbure a tendance à se décomposer à des températures plus basses que éthylène (40), et d'autre part, ainsi que l'on peut le voir en comparant les figures 102 et 137, le débit et la pression du combustible étant les mêmes, le temps de séjour de celui-ci dans le canal de refroidissement est bien plus élevé pour le n-dodécane que pour l'autre hydrocarbure.

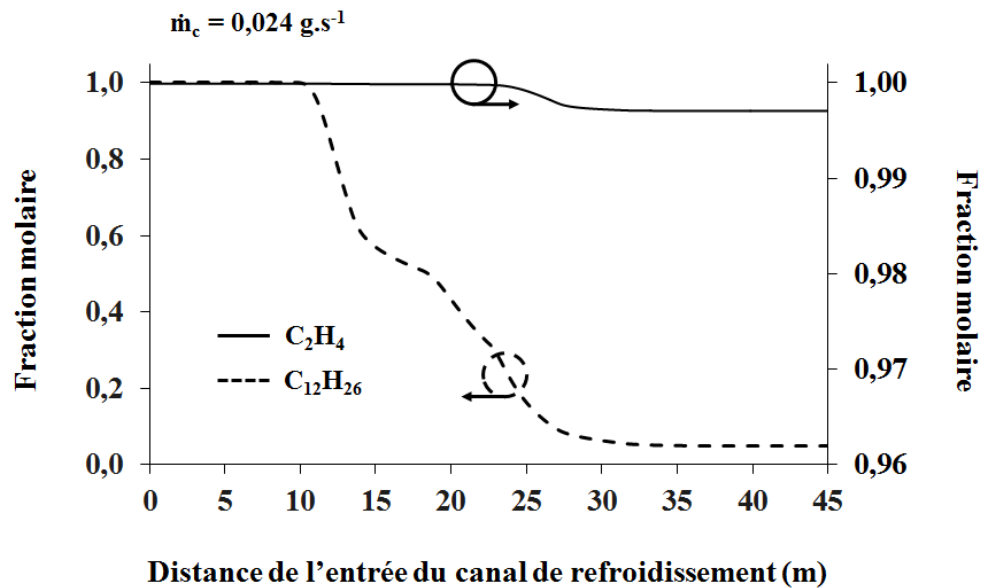
L'influence du débit de combustible est présentée par la figure 138, qui donne la variation de la concentration de n-dodécane et d'éthylène dans le canal pour des débits de $0,020 \text{ g}\cdot\text{s}^{-1}$ et $0,024 \text{ g}\cdot\text{s}^{-1}$ et pour une pression de 20 bar. Cette figure permet d'observer que le taux de pyrolyse du n-dodécane est d'autant plus avancé que son débit est grand.

Ainsi que pour l'éthylène, cela se justifie par le fait qu'une augmentation du débit de combustible entraîne une hausse du flux thermique échangé entre la flamme et le refroidisseur

et, en conséquence, de la température de celui-ci. En conséquence, le taux de pyrolyse de l'hydrocarbure augmente, même si son temps de séjour dans le canal de refroidissement est plus faible (voir tableau 49).



a)



b)

Figure 138. Variation de la fraction molaire d'éthylène (C_2H_4) et de n-dodécane ($\text{C}_{12}\text{H}_{26}$) en fonction de la distance de l'entrée pour pression de 20 bar et des débit de combustible de $0,020 \text{ g.s}^{-1}$ (a) et $0,024 \text{ g.s}^{-1}$ (b)

\dot{m}_c (g.s ⁻¹)	$t_{s\acute{e}j P = 1 \text{ bar}}$ (S)	$t_{s\acute{e}j P = 10 \text{ bar}}$ (S)	$t_{s\acute{e}j P = 20 \text{ bar}}$ (S)	$t_{s\acute{e}j P = 50 \text{ bar}}$ (S)
0,020	3,0	24,2	46,2	112,9
0,024	4,4	36,2	68,8	166,2
0,028	6,6	61,3	119,0	288,2

Tableau 49. Temps de séjours du combustible dans le canal de refroidissement calculés au cours des simulations cinétiques paramétriques réalisées sur la pyrolyse du n-dodécane

Formation de composés aromatiques et d'hydrocarbures aromatiques polycycliques : comparaison entre le n-dodécane et l'éthylène

L'analyse des résultats des simulations indique que la composition du mélange à la sortie du canal de refroidissement varie tant en fonction de la pression que du débit d'alimentation en combustible.

La décomposition thermique du n-dodécane ayant déjà fait l'objet de nombreuses études, la caractérisation détaillée des produits formés par la pyrolyse de cet hydrocarbure ne s'inscrit pas dans le cadre de la présente thèse. Néanmoins, en raison du rôle qu'ils jouent dans la formation d'un dépôt carboné, il est intéressant de caractériser la manière dont l'utilisation de ce combustible affecte la formation du benzène, le composé aromatique le plus simple, et des hydrocarbures aromatiques polycycliques majoritaires par rapport à l'éthylène.

La figure 139 présente, pour un débit d'hydrocarbure de 0,028 g.s⁻¹ et des pressions de 20 bar et de 50 bar, la variation le long de ce canal de la fraction molaire de benzène, respectivement pour l'éthylène et pour le n-dodécane.

Comme il a été dit précédemment, ce composé est l'un des précurseurs des hydrocarbures aromatiques polycycliques. L'analyse des courbes tracées dans cette figure montre que, les conditions étant les mêmes, cette espèce a tendance à se former en des concentrations beaucoup plus importantes dans le cas du n-dodécane que dans le cas de l'éthylène. Selon la pression du carburant, la différence entre les fractions molaires observées en sortie de canal est de deux à trois ordres de grandeur.

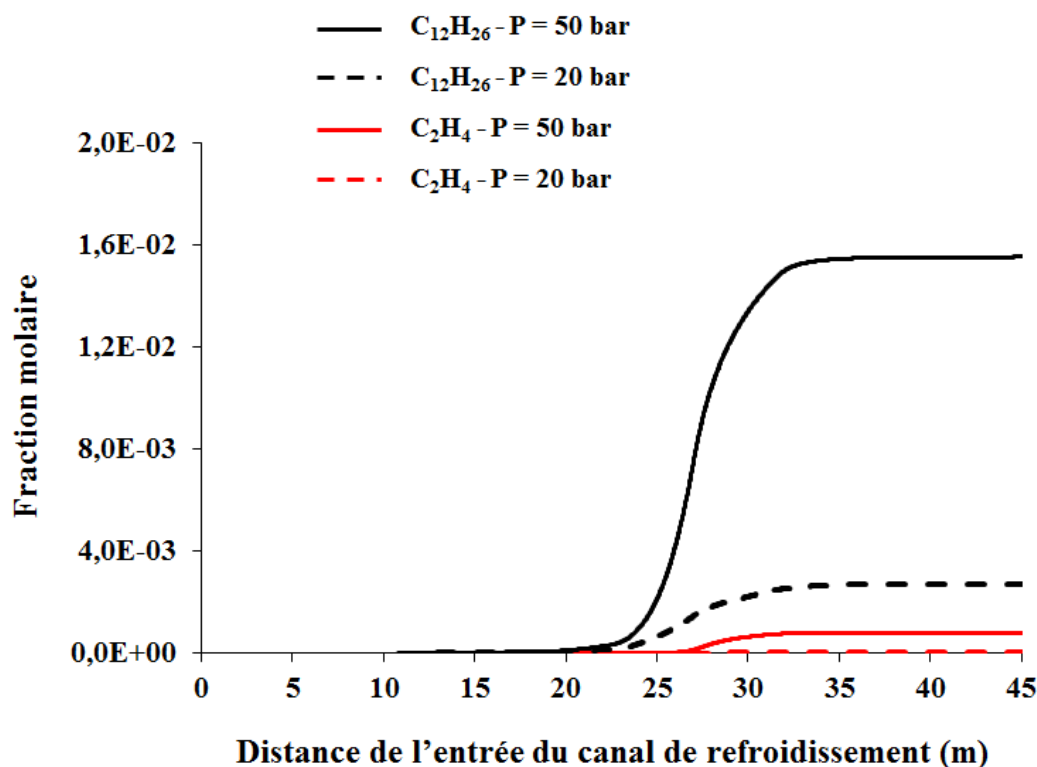


Figure 139. Variation le long du canal de refroidissement de la fraction molaire de benzène, respectivement pour le n-dodécane et pour l'éthylène pour un débit d'hydrocarbure de $0,028 \text{ g.s}^{-1}$ et des pressions de 20 bar et de 50 bar

La figure 140 présente, pour les deux carburants, la somme des concentrations en sortie de tube des cinq HAP majoritaires, soit le naphthalène l'acénaphthène, l'anthracène, le phénanthrène et le pyrène. Elle permet de bien remarquer que les concentrations de ces composés atteignent, dans le cas du n-dodécane, des valeurs qui sont, en général, des plusieurs ordres de grandeur plus élevées que pour l'autre combustible.

Vu que le benzène ainsi que les hydrocarbures aromatiques polycycliques jouent un rôle majeur dans la formation d'un dépôt carboné, ces figures montrent que l'utilisation du n-dodécane pour la réalisation des expériences s'accompagnerait d'une hausse importante du taux de cokage du fluide refroidisseur dans ce canal.

Or, afin de permettre l'étude de la dynamique du système couplé combustion-décomposition une nouvelle étape d'ingénierie (longueur de canal, diamètre des tubulures, débit, pression) serait nécessaire pour assurer le tenue sur plusieurs heures du système complet sans bouchage par le coke.

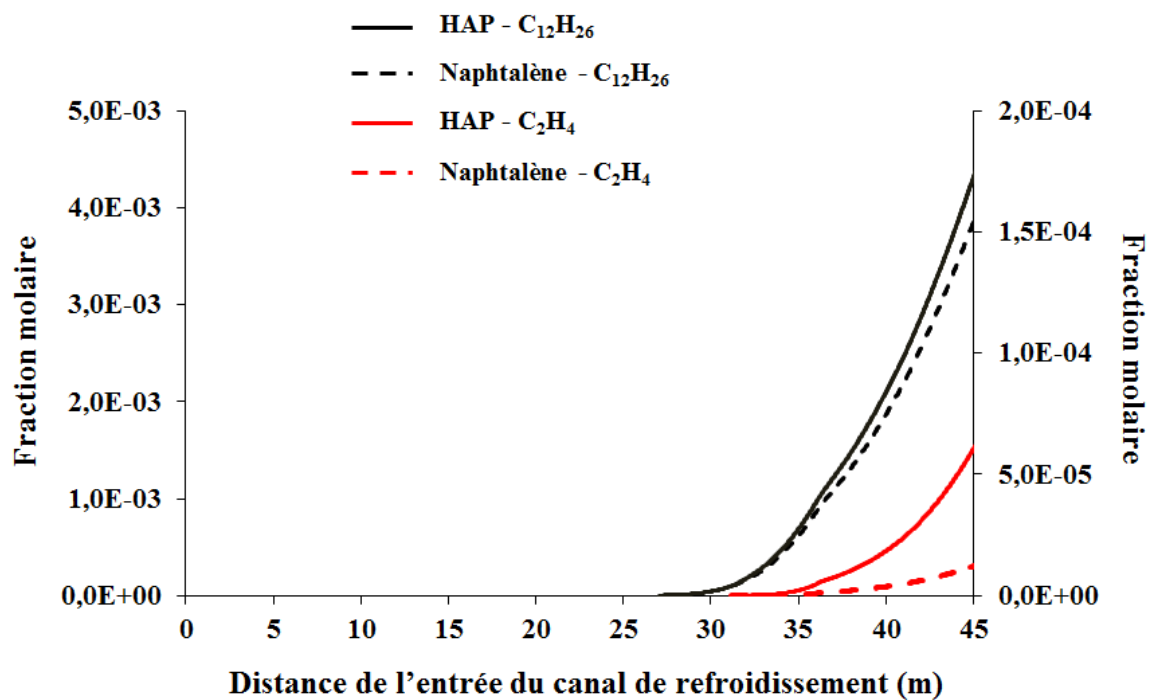


Figure 140. Variation le long du canal de refroidissement de la somme des fractions molaire des HAP et de la fraction molaire du naphtalène (le HAP dont la concentration atteint la valeur la plus grande) respectivement pour le n-dodécane et pour l'éthylène pour un débit d'hydrocarbure de $0,028 \text{ g}\cdot\text{s}^{-1}$ et une pression de 50 bar

Annexe A.17 : calcul du rapport D/uL

L'estimation du rapport D/uL en fonction du nombre de Reynolds et du nombre de Schmidt de l'écoulement du combustible dans le canal de refroidissement afin de vérifier la possibilité d'en modéliser la décomposition par le modèle PFR est détaillée ici.

Le débit massique de combustible défini, l'estimation du nombre de Reynolds passe par la connaissance de la variation de la viscosité dynamique du fluide le long de ce canal⁶⁸. La composition du carburant dans celui-ci n'étant pas connue, cette propriété a été estimée en supposant que celle-ci coïncide avec celle de l'hydrocarbure alimenté. Ces calculs ont été faits en utilisant des données répertoriées dans la littérature (83). Il a été ainsi observé que :

- La viscosité dynamique de l'éthylène varie, pour une pression et une température comprises respectivement dans la plage de 1 bar à 10 bar et dans la plage de 400 K à 900 K, entre un minimum d'environ $1,06 \cdot 10^{-5}$ Pa.s et un maximum d'environ $2,93 \cdot 10^{-4}$ Pa.s ;
- La viscosité dynamique du dodécane en phase gazeuse varie, pour une pression et une température comprises respectivement dans la plage de 1 bar à 10 bar et dans la plage de 488 K à 900 K, entre un minimum d'environ $7,41 \cdot 10^{-5}$ Pa.s et un maximum d'environ $1,43 \cdot 10^{-4}$ Pa.s.

Cela se traduit par les valeurs de Re données dans le tableau ci-dessous :

Débit de combustible (g.s ⁻¹)	Re _{min} éthylène	Re _{max} éthylène	Re _{min} dodécane	Re _{max} dodécane
0,01	33,4	924,4	68,5	132,2
0,05	167,2	4622,2	342,6	661,2

Tableau 50. Valeurs minimum et maximum du nombre de Reynolds de l'écoulement du fluide dans le tube pour les deux combustibles pour une pression comprise dans la plage de 1 bar à 10 bar et une température inférieure à 900 K

L'estimation du nombre de Schmidt passe par la connaissance de la variation de la diffusivité massique du fluide le long du canal de refroidissement⁶⁹. La composition du carburant dans

⁶⁸ Il est possible d'utiliser l'équation ci-dessous :

$$Re = \frac{4 \dot{m}_c}{\pi \mu d}$$

avec \dot{m}_c et μ respectivement débit massique et viscosité du combustible, d diamètre interne du tube.

⁶⁹ Le nombre de Schmidt est défini de la façon suivante :

celui-ci n'étant pas connue, cette propriété a été, de la même manière que la viscosité dynamique, estimée en supposant qu'elle coïncide avec celle du carburant alimenté. Néanmoins, du fait qu'il existe très peu de données concernant les coefficients de diffusion massique des hydrocarbures (la plupart relatives à la diffusion de ceux-ci dans l'air), l'évaluation de ce paramètre et donc de Schmidt n'est pas facile. En utilisant des données répertoriées dans la littérature, il s'est avéré possible d'estimer des valeurs de Schmidt comprises entre 1 et 2 pour l'éthylène, 2 et 3 pour le dodécane (136).

L'estimation du rapport D/ud peut se faire, une fois Re et Sc définis, à l'aide du graphe ci-dessous.

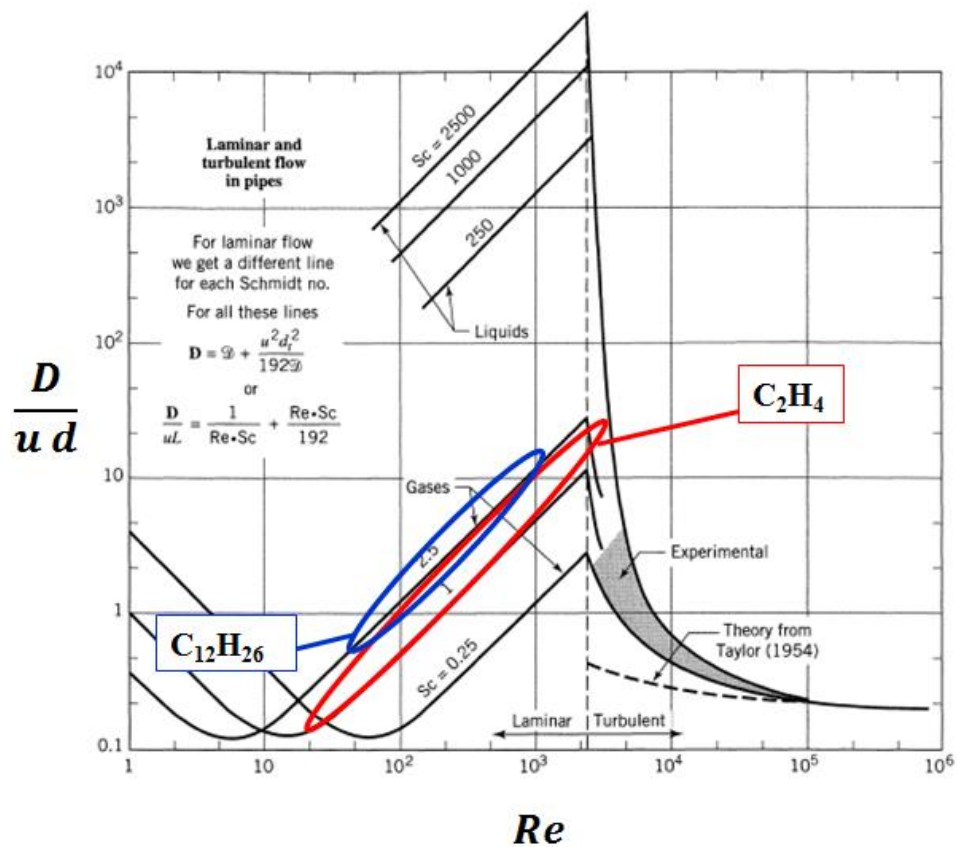


Figure 141. Variation du rapport D/uL en fonction du nombre de Reynolds et du nombre de Schmidt du fluide (130)

$$\frac{\rho}{\mu \mathcal{D}}$$

avec ρ et μ respectivement masse volumique et viscosité du fluide et \mathcal{D} diffusivité massique de l'hydrocarbure dans celui-ci.

Ce graphe permet d'obtenir des valeurs du rapport D/ud comprises, selon les conditions, entre environ 0,2 et environ 30 pour l'éthylène et entre environ 0,7 et environ 20 pour le dodécane.

Énergie recyclée par conversion chimique pour application à la combustion dans le domaine aérospatial (ERC3)

Le refroidissement actif par endocarburant permet d'assurer la tenue thermique d'un superstatoréacteur pour le vol hypersonique. Néanmoins, l'utilisation de cette technologie de refroidissement passe par la maîtrise du couplage combustion – pyrolyse, qui fait de la définition d'une stratégie de contrôle du moteur un véritable défi. Une étude expérimentale a été réalisée afin d'analyser l'effet du paramètre de commande principal, le débit de combustible, sur des paramètres de sorties pertinents, à l'aide d'un dispositif de test spécifiquement conçu pour appréhender le couplage combustion – pyrolyse. Ceci a permis d'étudier la dynamique d'un circuit régénératif par rapport à ce paramètre de commande. Une étude cinétique paramétrique sur la pyrolyse du carburant a été conduite en parallèle de celle expérimentale afin d'affiner l'analyse et améliorer l'interprétation des expériences. La décomposition du carburant utilisé pour les tests (éthylène) a été prise en compte grâce à un mécanisme cinétique détaillé (153 espèces, 1185 réactions chimiques).

Mots-clés : Refroidissement régénératif, Endocarburant, Couplage combustion-pyrolyse, Analyse dynamique, Modélisation cinétique.

Energy recovery by means of chemical conversion for use in aerospace combustion

Regenerative cooling is a well-known cooling technique, suitable to ensure scramjets thermal protection. The development of regeneratively cooled engines using an endothermic propellant is a challenging task, especially because of the strong coupling between fuel decomposition and combustion, which makes the definition of an engine regulation strategy very hard. An experimental study, aiming at identifying the effect of fuel mass flow rate variations on a fuel cooled-combustor in terms of system dynamics has been carried out. A remotely controlled fuel-cooled combustor, designed by means of CDF calculations and suitable for the experimental analysis of combustion-pyrolysis coupling, has been used. In order to improve tests results analysis, a parametric study to characterize fuel decomposition has also been realized. The pyrolysis has been modeled by using a detailed kinetic mechanism (153 species, 1185 chemical reactions).

Key-words: Regenerative cooling, Endothermic propellant, Combustion-pyrolysis coupling, System dynamics analysis, Parametric kinetic modeling.

Liste des travaux et des publications selon la classification du HCERES

ACL : Articles dans des revues internationales ou nationales avec comité de lecture répertoriées dans les bases de données internationales

ACL 1. L. Taddeo, N. Gascoin, K. Chetehouna, L. Lamoot, G. Fau, « Dimensioning of Automated Regenerative Cooling: Setting of High-End Experiment », *Aerospace Science and Technology*, Vol. 43, pp. 350-359, 2015

ACL 2. L. Taddeo, N. Gascoin, K. Chetehouna, A. Ingenito, F. Stella, M. Bouchez, B. Le Naour, « Experimental Study of Pyrolysis-Combustion Coupling in a Regeneratively Cooled Combustor: System Dynamics Analysis », *Aerospace Science and Technology*, Vol. 67, pp. 473-483, 2017&

ACTI : Communications avec actes dans un congrès international

ACTI 1. L. Taddeo, N. Gascoin, K. Chetehouna, A. Ingenito, F. Gamma, M. Bouchez, B. Le Naour, « Experimental Investigation of a Fuel Cooled Combustor: Cooling Efficiency and Coke Formation », 21th AIAA International Space Planes and Hypersonic Systems and Technologies Conference, Xiamen, China, 6-9 March 2017

ACTI 2. L. Taddeo, N. Gascoin, K. Chetehouna, A. Ingenito, F. Gamma, M. Bouchez, B. Le Naour, « Experimental Investigation of Fuel-Cooled Combustor », 52nd AIAA/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference, Salt Lake City (Utah), USA, 25-27 July 2016

ACTI 3. L. Taddeo, K. Chetehouna, A. Ingenito, N. Gascoin, M. Bouchez, B. Le Naour, F. Gamma, « Experimental study of hydrocarbon pyrolysis in a regenerative cooling system of a combustor », 21st International Symposium on Analytical and Applied Pyrolysis, Nancy, France, 9-12 May 2016

ACTI 4. L. Taddeo, N. Gascoin, I. Fedioun, K. Chetehouna, L. Lamoot, G. Fau, « Dimensioning of Automated Regenerative Cooling: setting of high-end experiment », 20th AIAA International Space Planes and Hypersonic Systems and Technologies Conference, Glasgow, Scotland, 6-9 July 2015